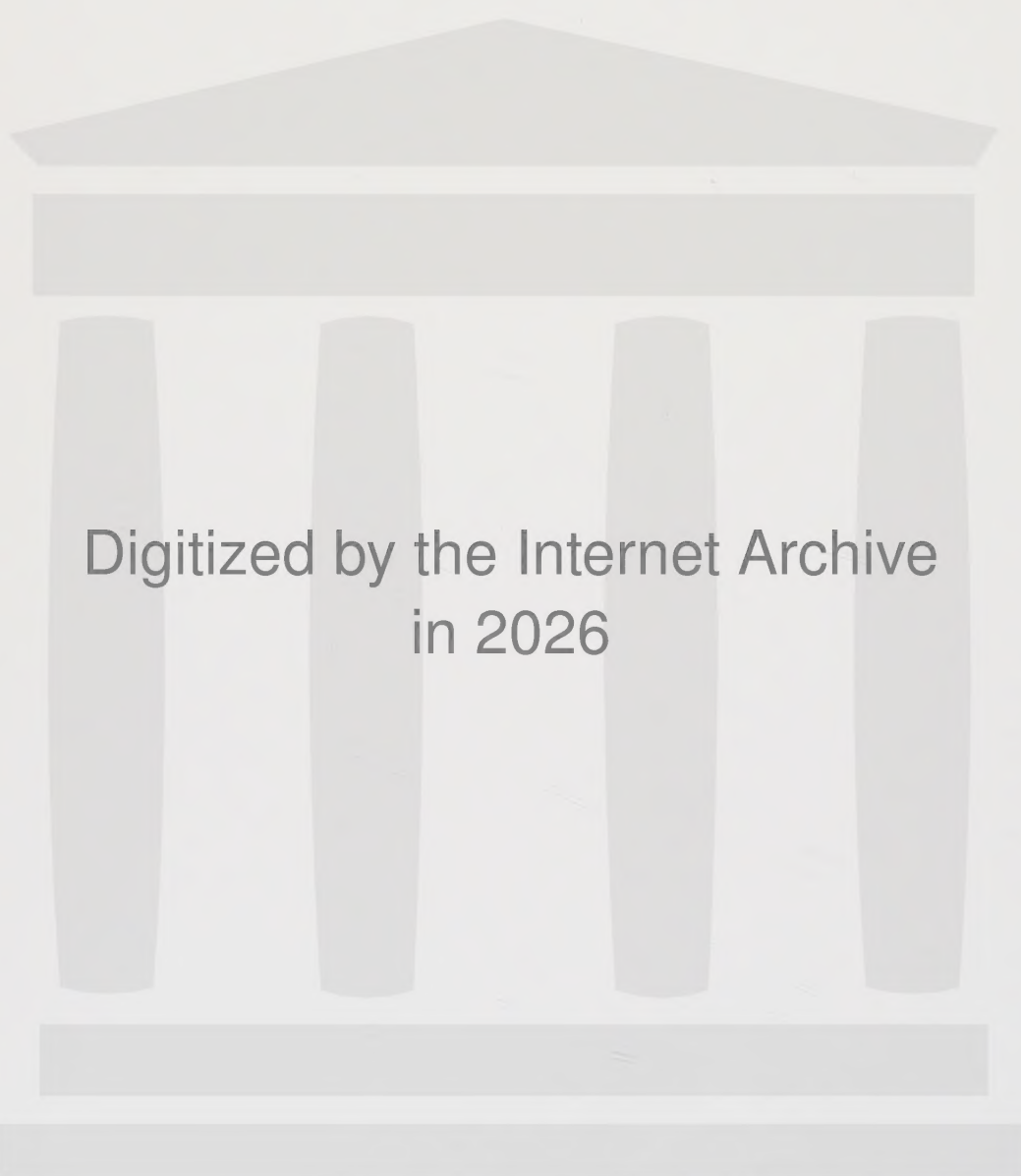


EXPERIMENTELLE BEULUNTERSUCHUNGEN AN NEGATIV GEKRÜMMTEN ROTATIONSSCHALEN

Von der Abteilung für
Bauingenieurwesen
der Ruhr-Universität Bochum
zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTOR-INGENIEURS
genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Wolfgang Tiemann
Gadderbaum / Bielefeld

Bochum 1976



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41546611_0027

EXPERIMENTELLE BEULUNTERSUCHUNGEN AN NEGATIV GEKRÜMMTEN ROTATIONSSCHALEN

Von der Abteilung für
Bauingenieurwesen
der Ruhr-Universität Bochum
zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTOR-INGENIEURS
genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Wolfgang Tiemann
Gadderbaum / Bielefeld

Bochum 1976

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 1972 bis 1975 während meiner Tätigkeit an dem von Herrn Professor Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. W. Zerna geleiteten Lehrstuhl für Konstruktiven Ingenieurbau der Ruhr-Universität Bochum im Rahmen eines Forschungsvorhabens des Landes Nordrhein-Westfalen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. W. Zerna und Herrn Professor Dr.-Ing. K.-H. Schrader danke ich vielmals für die Übernahme der Referate, Herrn Dr.-Ing. I. Mungan danke ich für die vielfältigen Anregungen.

Wolfgang Tiemann

1976 Wolfgang Tiemann

48 Bielefeld 15, Breede 11 b

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten. Mit Genehmigung des Autors ist es gestattet, dieses Heft ganz oder teilweise zu vervielfältigen.

KURZZUSAMMENFASSUNG

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der experimentellen Bestimmung der Beulspannungen von negativ gekrümmten Rotationsschalen unter axialer und radialer Belastung.

Die zahlreichen Versuchsergebnisse zeigen eine qualitativ gute Übereinstimmung mit den Vergleichswerten nach der linearen Stabilitätstheorie. Es werden einige Faktoren herausgestellt, die entscheidend das Beulverhalten derartiger Schalen beeinflussen. Zum Schluß werden die gewonnenen Ergebnisse Resultaten aus anderen vergleichbaren Untersuchungen gegenübergestellt.

SUMMARY

An experimental method is described for the determination of critical loads of shells of revolution with negative curvature subjected to biaxial stresses in various combinations.

The results of the various tests coincide up to a certain degree with the products obtained according to the linear theory of stability. Some factors influencing the buckling behaviour of such shells decisively, are dealt with in particular. Finally, the results are compared to those of similar experiments.

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	<u>Seite</u>
Einführung	1
<u>Teil I - Modellstatische Untersuchungen</u>	2
1. Einleitung	2
2. Ähnlichkeitsbedingungen	3
3. Der Modellbaustoff	4
4. Ausführung und Herstellung der Modellschalen	8
5. Aufbau und Laststeuerung der Prüfmaschine	12
6. Vorbereitung des zu prüfenden Modelles	14
6.1 Anordnung der Meßstellen	14
6.2 Einbau des Modelles	16
7. Versuchsdurchführung	17
7.1 Schwerpunkte des Versuchsprogrammes	17
7.2 Lastaufbringung und Registrierung der Dehnungen	19
8. Genauigkeitsbetrachtungen	21
8.1 Fehlerabschätzung aus der Geometrie der Schale	21
8.2 Fehlerabschätzung aus der Lastaufbringung	24
8.3 Fehlerabschätzung aus dem Modellbaustoff	27
<u>Teil II - Versuchsergebnisse</u>	29
1. Bestimmung der Beullast	29
1.1 Auswertung und Darstellung der Meßergebnisse	29

	<u>Seite</u>
1.2 Der kritische Belastungszustand	33
1.3 Überprüfung der zentrischen und exzentrischen Vertikalkrafteinleitung	34
2. Die Beullast unter verschiedenen Hauptspannungsverhältnissen	36
2.1 Ermittlung der kritischen Spannungen	36
2.2 Die experimentell ermittelten, kritischen Spannungen im Verhältnis zu den Beul- spannungen nach der linearen Stabilitäts- theorie	41
2.3 Berechnung von Abminderungsbeiwerten zur Berücksichtigung auftretender Momente	44
2.4 Die Beulspannungskurve (Interaktionsdia- gramm) nahezu formfehlerfreier Rotations- schalen unter Berücksichtigung äußerer, nicht erfaßbarer Störungen	48
3. Darstellung der Meßergebnisse unter Berücksichtigung der Schallengeometrie und der kritischen Belastungs- und Spannungswerte	52
4. Die Beulfigur und ihre Durchbiegungsmessung im Taillenbereich der Schale	55
5. Diskussion der Ergebnisse und Vergleich mit Untersuchungen anderer Autoren	58
5.1 Experimentell ermittelte Ergebnisse	58
5.1.1 Einfluß und Berücksichtigung von Formfehlern	58
5.1.2 Einfluß der künstlich aufge- brachten Störung	61
5.1.3 Einfluß von Schalenhöhe und Schalenstärke	61
5.1.4 Einfluß der exzentrisch auf- gebrachten Vertikalkräfte	64
5.1.5 Maßgebende Beulformeln und Beuldiagramme	65

	<u>Seite</u>
5.2 Theoretische und experimentelle Untersuchungen anderer Autoren	70
5.2.1 Vergleich der experimentell und rechnerisch ermittelten Ergebnisse	70
5.2.2 Vergleich mit Ergebnissen für Ersatzkreiszyinderschalen	72
5.2.3 Vergleich mit anderen Untersuchungen an negativ gekrümmten Rotationsschalen	75
5.2.3.1 Axialbelastete Modelle	75
5.2.3.2 Mit Außendruck belastete Modelle	84
5.2.4 Vergleich mit Ergebnissen anhand der vorgeschlagenen Formel unter Berücksichtigung der Schallengeometrie und der kritischen Spannungs- und Belastungswerte	88
6. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen	92
 Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen	 95
Bildverzeichnis	98
Tafelverzeichnis	104
Literaturverzeichnis	105

EINFÜHRUNG

Die vorliegende Arbeit behandelt das Beulen von negativ gekrümmten Rotationsschalen unter kombinierten Radial- und Axiallasten.

Im ersten Teil dieser Arbeit wird zunächst anhand allgemeiner Werkstoffzahlen der geeignete Modellbaustoff ermittelt. Das gewählte Modellherstellungsverfahren, das bisher nur für positiv gekrümmte Schalen Anwendung fand (/10/), konnte erstmalig für negativ gekrümmte Schalen eingesetzt werden. In Anlehnung an die Stabilitätsuntersuchungen von Mungan an Kreiszyinderschalen (/37/) wird aus diesem Versuchsprogramm vor allem die bewährte Versuchstechnik übernommen. Es kommt eine Prüfmaschine zum Einsatz, mit deren Hilfe sich im Schalenmodell unterschiedliche Hauptspannungszustände erzeugen lassen.

In Teil II dieser Arbeit werden mit Hilfe des elektrischen Dehnungsmeßverfahrens die kritischen Spannungswerte im Taillenbereich der Schale ermittelt, und es wird anschließend versucht, bei der Auswertung der Ergebnisse die Vorbeulen in der Schale zu berücksichtigen, sowie eine Aussage zu machen, inwieweit verschiedene Parameter aus der Schalengeometrie und der aufgebrachten Belastung das elastische Stabilitätsverhalten beeinflussen.

In Kapitel II.5 wird zusammenfassend über den derzeitigen Stand der Beuluntersuchungen berichtet. Die Verfasser beschränken sich vorwiegend auf die Bestimmung der aufgebrachten Beullasten, vernachlässigen jedoch die beim Stabilitätsverlust vorherrschenden Spannungen.

TEIL I

MODELLSTATISCHE UNTERSUCHUNGEN

1. EINLEITUNG

Das elastische Stabilitätsverhalten von negativ gekrümmten Rotationsschalen ist bis heute nicht grundlegend geklärt. Ähnlich wie bei anderen Schalentragswerken, z.B. bei Zylinder- und Kugelschalen (/1/), treten zwischen bisher bekannten theoretischen Arbeiten und experimentellen Untersuchungen Abweichungen auf. Diese Diskrepanz in den Ergebnissen kann am besten anhand von Modellversuchen geklärt werden ; sie hängt im wesentlichen von dem Beulvorgang ab, der vorwiegend von der Geometrie der Schale, dem Spannungsverhältnis in Ring- und Meridianrichtung und von Formfehlern in der Schale beeinflußt wird.

Das Ziel der im Rahmen eines Forschungsvorhabens (/47/) durchgeführten Untersuchungen ist daher vor allem die Ermittlung des ersten kritischen Spannungszustandes einer nahezu formfehlerfreien, negativ gekrümmten Rotationsschale unter verschiedenen Hauptspannungsverhältnissen.

2. ÄHNLICHKEITSBEDINGUNGEN

(Literatur /35/, /43/ - /45/)

Modellversuche werden im allgemeinen durchgeführt, wenn sich rechnerische Untersuchungen für bestimmte Bauwerke sehr schwierig gestalten. Voraussetzung für eine konkrete Aussage über die Belastbarkeit des zu erstellenden Bauwerkes ist eine möglichst genaue Nachahmung der Hauptausführung. Am belasteten Modell werden über elektrische Meßvorrichtungen die auftretenden Verformungen und Dehnungen gemessen. Nach der Theorie der Dimensionsanalyse für die Ähnlichkeit zwischen Modell und Bauwerk müssen bei Stabilitätsuntersuchungen drei dimensionslose Verhältnisse, dargestellt in den drei Maßstabgleichungen, identisch sein. In den folgenden Maßstabgleichungen werden die Indizes M bzw. B für Betrachtungen am Modell bzw. an der Hauptausführung verwendet.

Die Poisson'sche Ähnlichkeitsbedingung:

$$v_M = v_B \text{ oder } \frac{E_M}{G_M} = \frac{E_B}{G_B} \quad \text{mit E: Elastizitätsmodul (1.2.1)}$$

v: Querkontraktionszahl
G: Schubmodul
Indizes M: Modell
H: Hauptausführung

fordert eine Übereinstimmung der Querkontraktionszahl des Modellbaustoffes und des in der Praxis verwandten Baustoffes. Diese Bedingung ist im vorliegenden Fall (vgl. Kap. I.3) mit $v_M = 0,38$ und $v_B \sim 0,2$ (Beton Bn 250) jedoch nicht erfüllt. Dieser Verstoß gegen die Modellgesetze wirkt sich in solchen Bereichen, in denen der Spannungszustand von v unabhängig ist, naturgemäß nicht aus. Im biegegestörten Bereich wird sich jedoch ein Einfluß auf die Schnittgrößen bemerkbar machen und daher sind diese Kräfte auf die Hauptausführung nur bedingt übertragbar. Die Geometrische Ähnlichkeitsbedingung:

$$\frac{h_M}{h_B} = \frac{t_M}{t_B} \quad \text{mit h: Systemhöhe (1.2.2)}$$

t: Wandstärke
Indizes M: Modell
H: Hauptausführung

wird durch die Anwendung eines bestimmten Maßstabes bei der Modellherstellung erfüllt. Im vorliegenden Fall werden rotationssymmetrische, negativ gekrümmte Modellschalen hergestellt. Ihre Abmessungen verhalten sich zu denen der Naturzugkühler im Kraftwerksbau wie 1 : 100.

Die mit den charakteristischen Größen gebildete Hookesche Kennzahl $H_0 = \frac{P}{E h^2}$ dient der Kennzeichnung der elastischen Eigenschaften eines Systems. Hieraus folgt die Hookesche Ähnlichkeitsbedingung :

$$\frac{P_M}{E_M h_M^2} = \frac{P_B}{E_B h_B^2} \quad \text{mit } P:\text{Belastung} \quad (1.2.3)$$

h:Systemhöhe
E:Elastizitätsmodul
Indizes M:Modell
H:Hauptausführung

Diese Kenngrößengleichung gilt für elastisches Material, unabhängig von der Größe der auftretenden Verformungen und daher ebenfalls für alle Stabilitätsuntersuchungen bei vorliegenden Modellschalen.

Eine Übertragung kritischer Lasten ist unter Beachtung dieser drei Gleichungen möglich.

3. DER MODELLBAUSTOFF

Der Modellbaustoff hat aus herstellungs- und versuchstechnischen Gründen verschiedene Anforderungen zu erfüllen.

Wegen der doppelten Krümmung der Schalenmodelle ist es zweckmäßig, den Modellbaustoff zunächst in flüssigem Zustand zwischen einer zerlegbaren inneren und äußeren Schalungsform blasenfrei einzugießen. Für diesen Gießprozeß ist es von besonderer Wichtigkeit, daß der flüssige Werkstoff eine nicht allzu kurze Verarbeitungszeit besitzt, damit der Einfüllvorgang infolge zu früher Erstarrung nicht unterbrochen wird. Im ausgehärteten Zustand sollte

der Modellbaustoff eine gute Bearbeitbarkeit aufweisen, damit die Rohmodelle auf die gewünschte Wandstärke maschinell abgedreht werden können, und außerdem sollte zur Vermeidung von Schwindrissen an den Rohmodellen das Schwindmaß des ausgehärteten Modellwerkstoffes möglichst gering sein.

Da die Beullast mit dem Elastizitätsmodul des Schalenbaustoffes proportional anwächst, empfiehlt es sich, ein Material mit niedrigem E-Modul zu wählen. Dadurch bleibt die Beullast der Modelle gering. Eine verhältnismäßig hohe Bruchdehnung und eine nahe bis zur Bruchdehnung reichende Elastizitätsgrenze des Materials ermöglichen eine genaue Beobachtung der Beulfiguren am Modell im elastischen Bereich. Die beim Beulvorgang auftretenden Verformungen und Dehnungen können dann ohne Bruchrisiko ertragen werden und die gebeulten Schalenmodelle gehen nach der Entlastung in ihre ursprüngliche Form vollkommen zurück. Dadurch ist es möglich, die gleichen, nicht plastisch verformten Modelle unter verschiedenen Hauptspannungsverhältnissen zu untersuchen. Zu große elastische Nachverformungen sollten bei dem gewählten Modellbaustoff in vertretbaren Grenzen bleiben, da ein Versuch länger als eine Stunde dauern kann und erhebliche Nachverformungen die Ergebnisse verfälschen würden.

In die engere Wahl der Modellbaustoffe kommen die duroplastischen Kunststoffe. Sie sind im Gegensatz zu den thermoplastischen Kunststoffen nach der Erhärtung durch chemische Reaktion irreversibel, d.h. sie behalten trotz Erwärmung ihren ausgehärteten Zustand bei /36/.

Die Voruntersuchungen an sieben Kunststoffarten ergaben (Tafel 1.3.1), daß die Mischung 7 von Harz CY 219 mit Härter HY 977 und Beschleuniger DY 060 als Modellbaustoff am besten geeignet ist. Die Gebrauchsdauer und die Härtungsgeschwindigkeit des Zweikomponentengießharzes kann durch

den Beschleunigerzusatz beliebig variiert werden. Die Aushärtung des Materials erfolgt bei Raumtemperatur, das zugrundegelegte Mischungsverhältnis von Harz/Härter/Beschleuniger beträgt in Gewichtsanteilen 100 : 50 : 1.

Kunststoff	Harz	Härter	Beschleuniger	Mischungsver - hältnis (Gew %)	Herstellungs - firma	
0	LEKUTHERM E 571	T 4		100:30	Bayer - Leverkusen	
1	0164 D	H 105 I D		100:45	Rütgerswerke	
2	0164 D	TETA		100:11	"	
3	CY 246	HY 845		100:55	Ciba-Geigy	
4	CY 246	HY 842		100:50	"	
5	CY 232	HY 845		100:55	"	
6	CY 232	HY 842		100:50	"	
7	a ----- b	CY 219	HY 977	DY 060	100:50:1 ----- 100:50:2	"

Tafel 1.3.1 : Untersuchte Kunststoffe

Die Festigkeits- und Formänderungseigenschaften wurden anhand von Biegestäben nach der Kunststoffprüfnorm DIN 53 452 ermittelt. Aus dem Last-Dehnungsdiagramm (Bild 1.3.1) für den Bereich der Druck- und Zugzonen des Biegebalkens erkennt man deutlich das lineare Verhalten des Kunststoffes 7. Bei den Versuchen wurde die Last stufenweise erhöht und in jeder Laststufe bis zur Messung fünf Minuten gewartet. Anhand dieser Versuche konnten der Elastizitätsmodul E und die Querdehnzahl ν bestimmt werden (Tafel 1.3.2). Nachverformungen wurden unter konstanter Spannung von $\sigma = 84 \text{ kp/cm}^2$ innerhalb von drei Stunden gemessen. Danach wurde der Prüfkörper entlastet und die verbleibenden Dehnungen wie bei der Belastung in entsprechenden Zeitintervallen gemessen. Um dann das

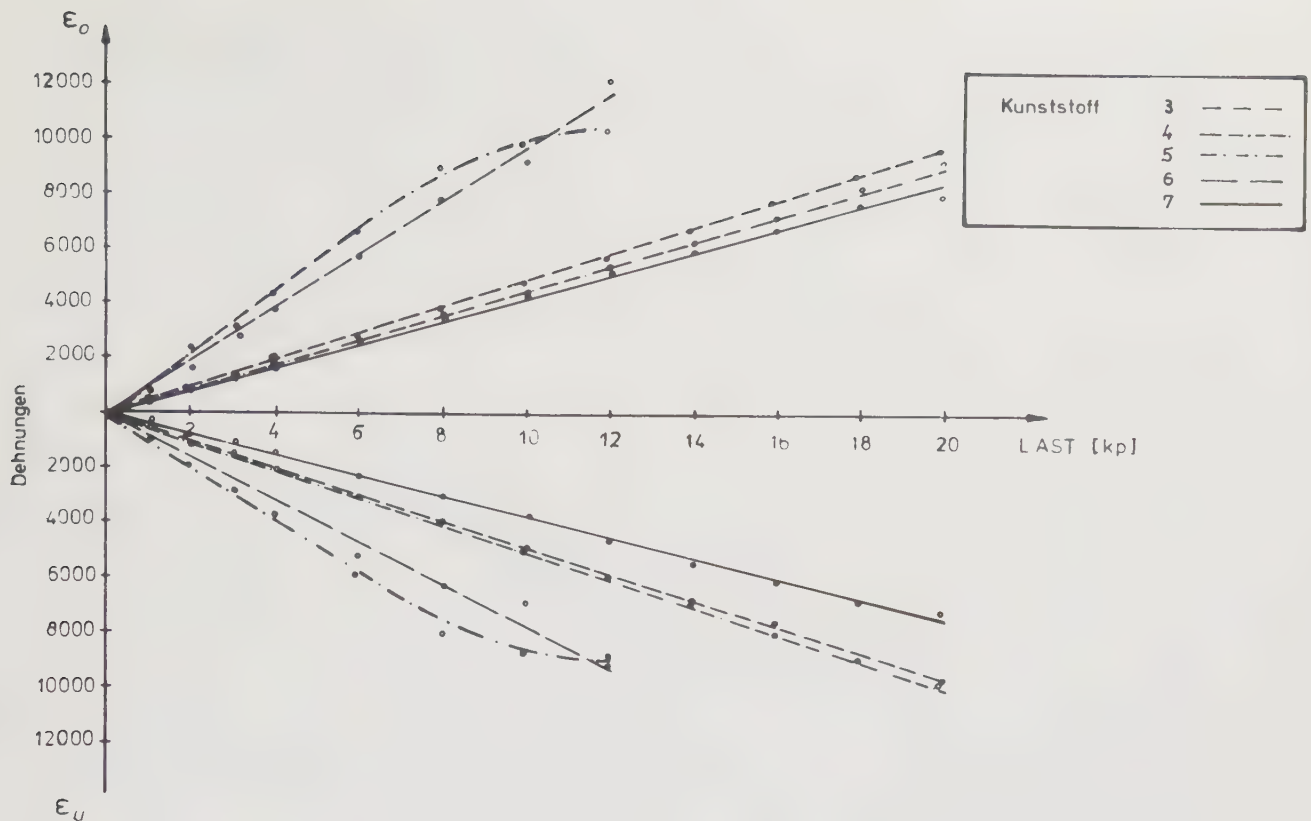


Bild 1.3.1 : Biegeversuch - Dehnungen der oberen und unteren Faser (ϵ_0, ϵ_u) in Abhängigkeit der einzelnen Laststufen

Kunststoff Nr.	E-Modul kp/cm ²	ν -Werte
3	27800 - 29000	0,35 - 0,40
4	28600 - 31000	0,32 - 0,43
5	12600 - 16200	0,41 - 0,49
6	13800 - 19000	0,43 - 0,60
7	32600 - 38500	0,35 - 0,45

Biegeversuch

Zugversuch						
Kunststoff Nr.	E-Modul kp/cm ²	Bruchlast P kp	Bruchspannung kp/cm ²	Linearitätsgrenze kp/cm ²	Längenänderung i. Bruch mm	Bruchdehnung %
3	17200 - 20100	825	550	240	15,2	7,6
4	25800 - 30800	840	560	200	10,7	5,4
5	14300 - 18200	375	250	90	5,3	2,7
6	12100 - 24800	468	312	90	9,6	4,8
7	27500 - 35200	818	546	227	9,1	4,6

Tafel 1.3.2 : Vorversuchsergebnisse - Biege- und Zugversuche -

Kriechverhalten der einzelnen Kunststoffe besonders herauszustellen, wurden die einzelnen Biegekriechdehnungen auf die Biegedehnung von fünf Minuten bezogen und in Abhängigkeit der Zeit in Bild 1.3.2 dargestellt. Bei Kunststoff 7 nimmt die Biegekriechdehnung nach einer Stunde um ca. 8 %, nach drei Stunden um 14 % zu. Durch eine konstante Wartezeit von fünf Minuten in jeder Laststufe kann die Nachverformung kompensiert werden.

Bei den kurzzeitigen Zugversuchen entsprechend DIN 53 455 wird der Prüfkörper zwischen zwei Klemmen eingespannt und mit einer konstanten Geschwindigkeit von $v = 2 \text{ mm/min}$ auseinandergezogen. Die ermittelten Spannungs-Dehnungs-Diagramme der einzelnen Kunststoffe zeigt Bild 1.3.3. Numerische Ergebnisse aus den Zugversuchen sind in Tafel 1.3.2 aufgeführt. Kunststoff 7 ist den übrigen Materialien wegen seiner hohen Viskosität vorzuziehen.

Die bei den Beuluntersuchungen an Schalenmodellen zu erwartenden Dehnungen liegen in der Größenordnung von max. 4500 - 5500 μD . Für diesen Bereich zeigen die entsprechenden Diagramme für den Kunststoff 7 in Bild 1.3.1 und in Bild 1.3.3 elastisches Verhalten.

4. AUSFÜHRUNG UND HERSTELLUNG DER MODELLSCHALEN

Eine sehr dünne Schale ist für den Beulvorgang nicht zweckmäßig, da die Herstellung große Anforderungen an die Einhaltung der Dickentoleranzen stellt und Vorbeulen in der Schale sich leicht ausbilden können. Dickere Schalen auf ihre Stabilität zu überprüfen, verlangt eine hohe Beullast und damit eine zu kostspielige Prüfeinrichtung. Die Dicke soll den in der Praxis an Naturzugkühltürmen üblichen Größen von ca. 20 cm entsprechen. Beim Maßstab von 1 : 100

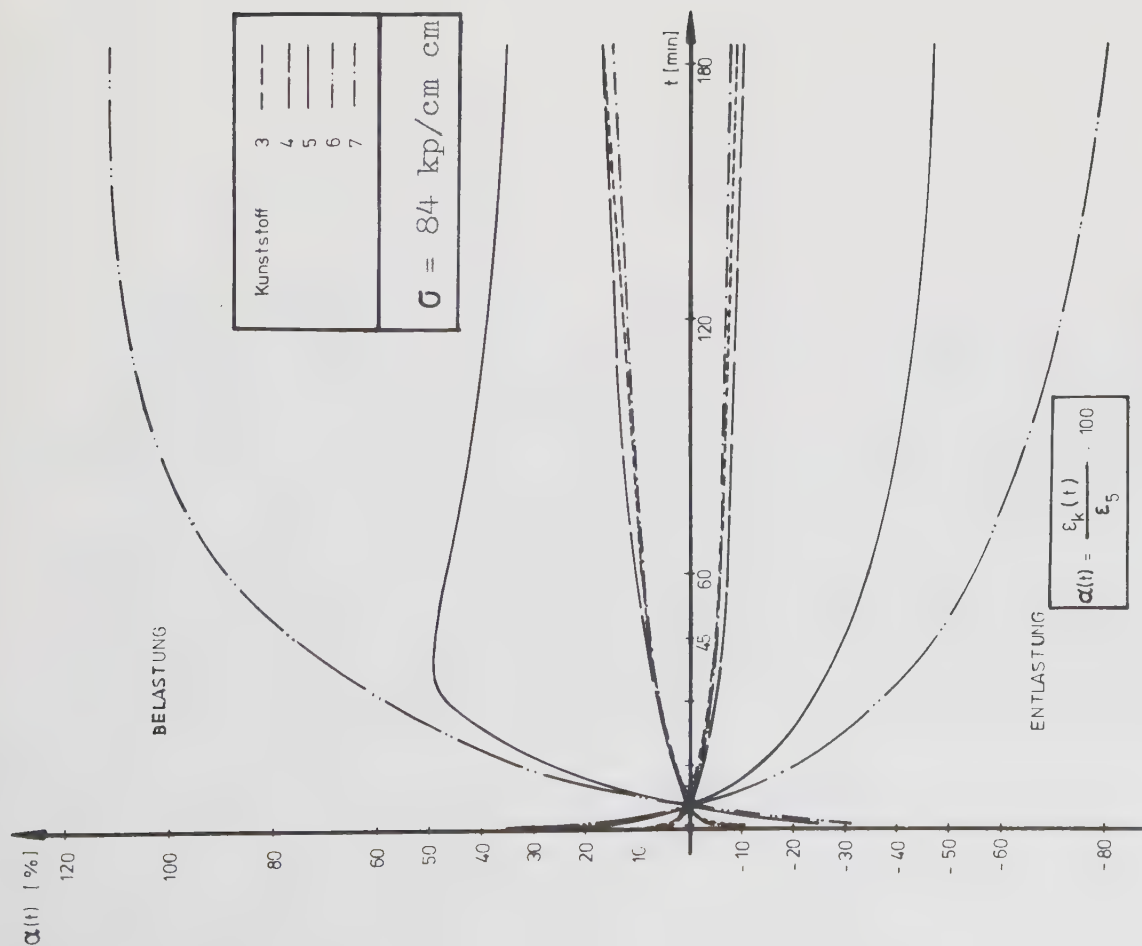


Bild 1.3.2 : Biegeversuch - Be- und Entlastung
 Zeitabhängigkeit der Biegekrech-
 dehnungen $\epsilon_K(t)$ im Verhältnis zur
 5 Minuten Biegedehnung ϵ_5 (%)

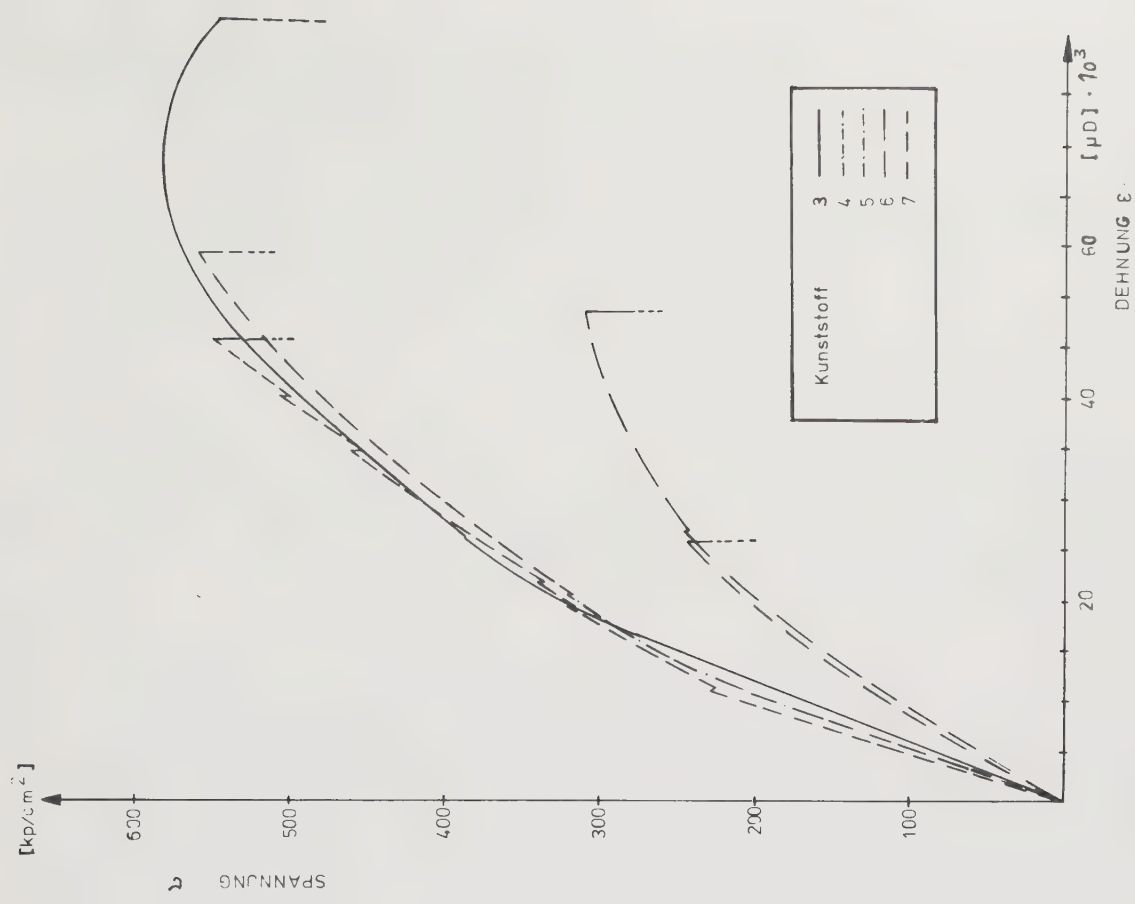


Bild 1.3.3 : Zugversuch - Spannungs-Dehnungs-
 Diagramm ($v = 2 \text{ mm/min}$)

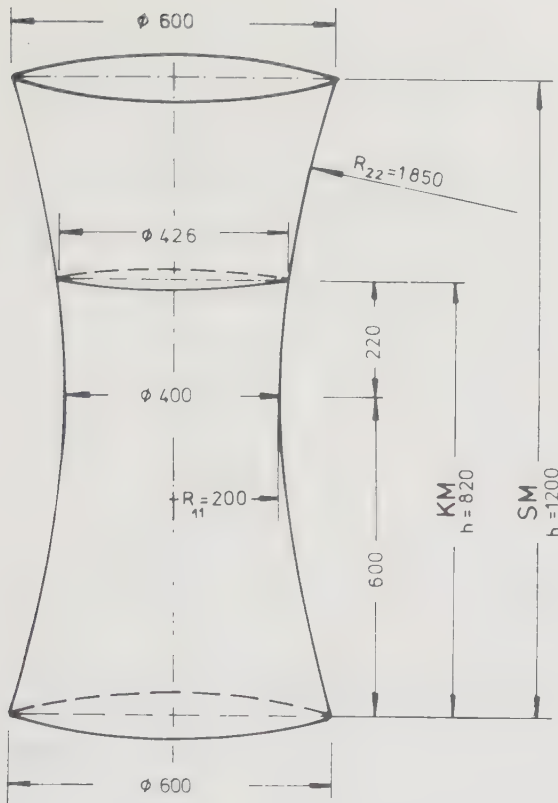
erhält das Modell eine Mantelstärke von 2 mm. Als erzeugende Meridiankurve wird ein Kreisbogen mit $R_{22} = 1850$ mm gewählt. Die Modelle haben zunächst entsprechend Bild 1.4.1 eine zur Taille symmetrische Form (SM) mit einer Gesamthöhe von 120 cm. Die Kühlermodelle (KM) werden durch Verkürzen der symmetrischen Modellschalen hergestellt. Die Höhe eines Kühlermodelles beträgt ca. 82 cm.

Entsprechend der komplizierten Geometrie der negativ gekrümmten Rotationsschalen mußte ein Herstellungsverfahren herangezogen werden, das bisher nur bei positiv gekrümmten Schalen Anwendung fand. (Vgl. /10/)

Die zwölf gleichgroßen Rotationssegmente der inneren Aluminiumform werden zunächst als Rohlinge gegossen und später auf einer Drehbank mit einer für die Krümmungsradien eingehaltenen Toleranz von 1/100 mm bearbeitet. Eine Maßgenauigkeit der Innenschalung ist für die äußere Schalung nicht erforderlich. Die dreiteilige, aus einem Sondertiefziehblech hergestellte Außenform wird zunächst über einen Rohling in die gewünschte Form gedrückt, danach an den Rändern durch vorgefertigte Stahlringe verstärkt und an der Mantelfläche durch Rippen ausgesteift. Bild 1.4.2 zeigt die zusammengesetzte Innen- und Außenform. Der Abstand von der inneren zur äußeren Schalung beträgt ca. 5 mm.

Wegen der Haftfähigkeit der Kunststoffe an den Formen sind vor dem Zusammenbau der Außenschale sämtliche Schalungsteile, die mit dem Kunststoff in Berührung kommen und später von ihm gelöst werden, mit dem Trennmittel QZ 11 B der Firma Ciba-Geigy zu überziehen.

Das Gießen der Modelle erfolgt über einen zentralen Behälter, von dem über zwölf angeschlossene Schläuche das Harz - Härter-Gemisch in die zwölf Einlaufstutzen des



SM Symmetrisches Modell

KM Kühlermodell

Abmessungen in /mm/

R_{11} Krümmungsradius in Umfangsrichtung in Taillenhöhe

R_{22} Krümmungsradius in Meridianrichtung

Bild 1.4.1 :

Geometrie der symmetrischen und Kühlermodelle

SM Symmetrisches Modell

KM Kühlermodell

Abmessungen in [mm]

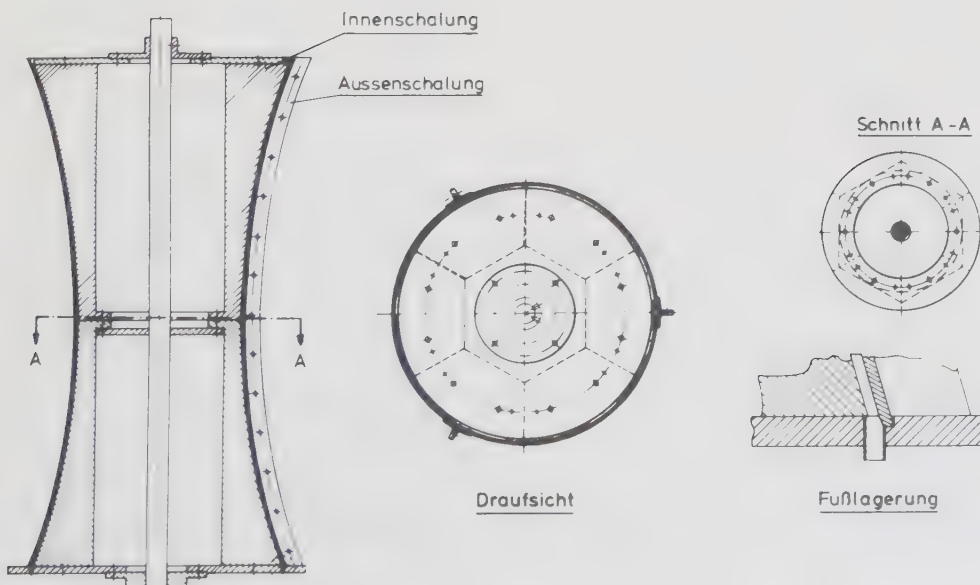


Bild 1.4.2 : Innen- und Außenschalung

Schalungskörper von unten einfließt. Die Aushärtung dauert bei einer Raumtemperatur von 20°C ca. eine Woche.

Nach dem Entfernen der Außenform wird das ausgehärtete Schalenmodell in die Drehbank eingespannt und mit einem Vorschub von Bruchteilen von Millimetern von der äußeren Seite her bis zur gewünschten Schalenstärke von etwa 2 mm abgedreht. Anschließend werden die oberen sechs Rotationssegmente einzeln herausgehoben. Dabei ist ein sorgfältiges Zerlegen der inneren Formteile erforderlich, da das Schalenmodell nur ca. 2 mm stark ist und demzufolge gegen Bruch weitaus empfindlicher ist, als es das beim Entfernen der äußeren Schalung war. Nun wird die untere Hälfte der Modellschale gleichmäßig erwärmt. Dabei löst sich die Schale vom unteren Aluminiuminnenkern und kann risikolos abgehoben werden. Zurückbleibende Temperaturverformungen wurden nicht festgestellt. Insgesamt waren für die experimentellen Beulversuche sechs Rotationsschalen brauchbar.

5. AUFBAU UND LASTSTEUERUNG DER PRÜFMASCHINE

Für die Durchführung der Beulversuche wurde eine Prüfmaschine (Bild 1.5.1) verwendet, die von der Konstruktion her schon bei Zylinderschalen /37/ und auch bei Kugelschalen /10/ mit Erfolg eingesetzt werden konnte.

Die axialen Kräfte werden mit Hilfe eines hydraulischen Kolbens über eine stabile Zentrierplatte auf die Modelle übertragen. Die Lasteinleitung auf die Platte erfolgt über ein eingebautes Kugelgelenk, damit eine ungewollte Exzentrizität des Kraftangriffes ausgeschlossen wird. Das Eigengewicht des Stahldeckels wird mittels Gegengewichten an der äußeren Rahmenkonstruktion aufgefangen, um die Modelle ohne Vorbelastung prüfen zu können. Zwischen Kugelgelenk und Kolben wird eine Kraftmeßdose eingebaut, die zuvor

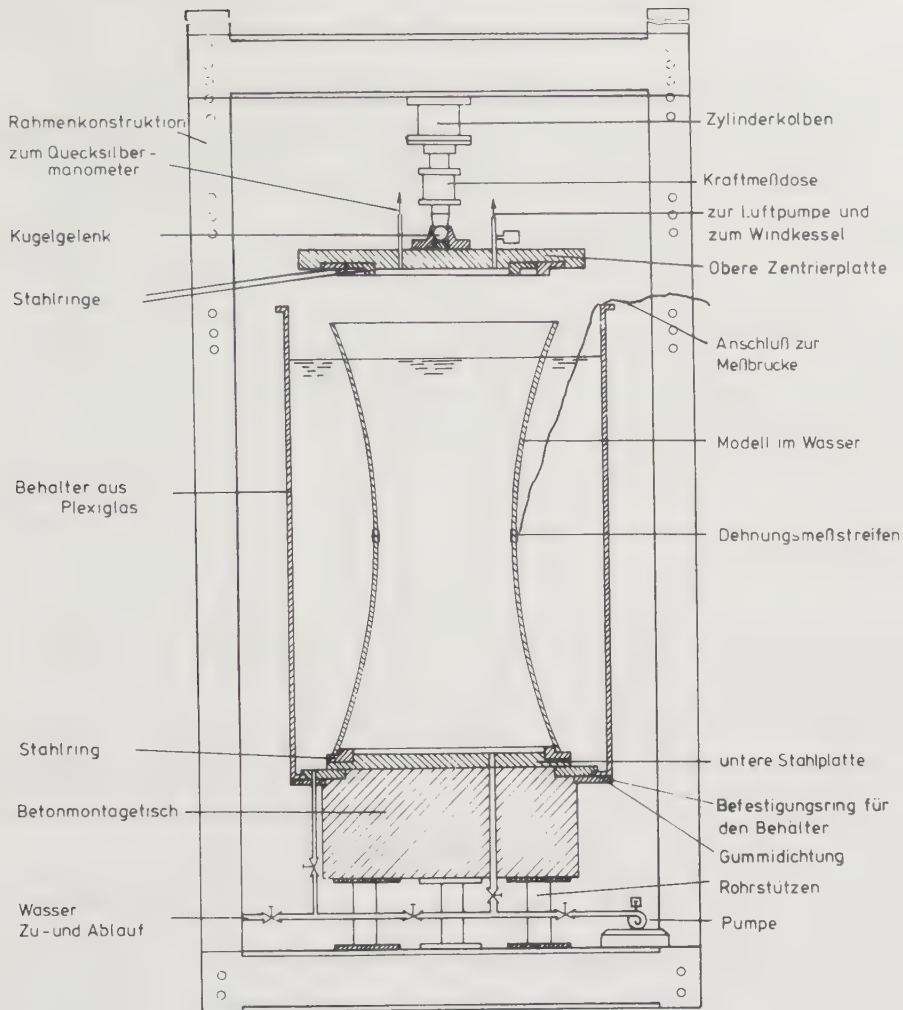


Bild 1.5.1 :
Prüfmaschine

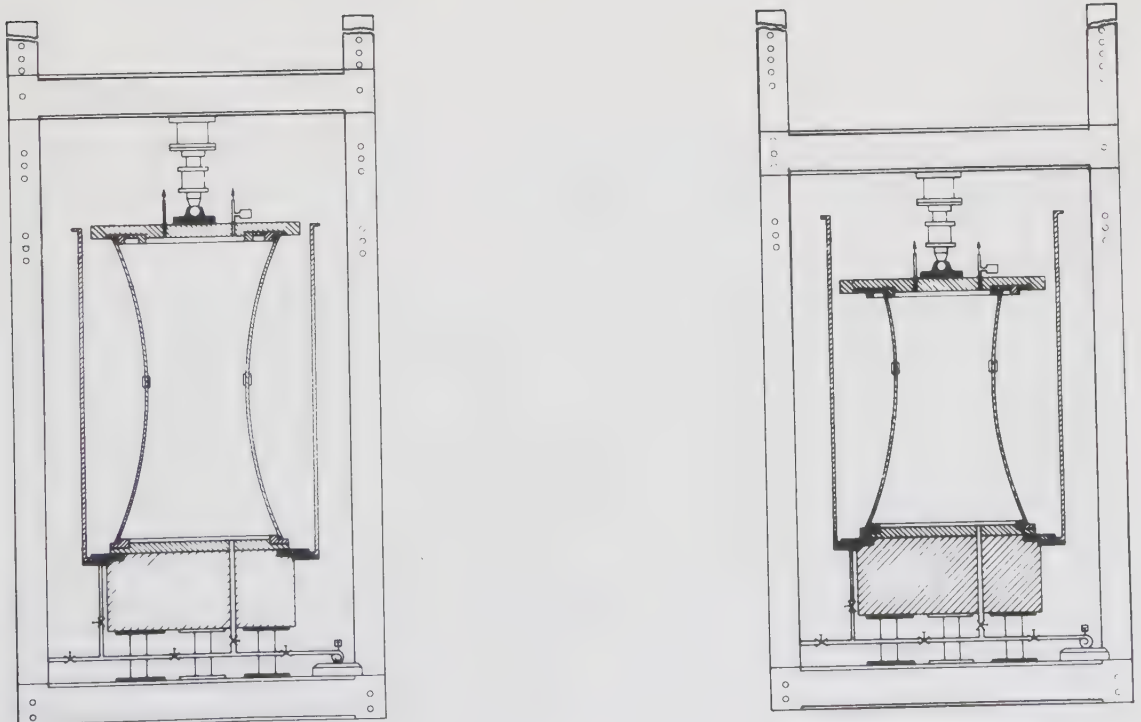


Bild 1.5.2 : Prüfmaschine mit eingebautem
symmetrischen und Kühlermodell

an einer Feinpresse geeicht wurde. Durch eine vertikale Verschieblichkeit des Zylinderkolbenbereiches mit der Zentrierplatte ist ein Einbau für verschiedene Modellgrößen möglich. An den vier Rahmenstielen kann diese Belastungsvorrichtung auf beliebigem Niveau festgeschraubt werden (Bild 1.5.2). Ein durchsichtiger, dreiteilig zusammengesetzter PVC-Behälter umschließt das später im Wasser stehende Modell und erlaubt ein genaues Beobachten der Beulfigur.

Der Radialdruck wird mit Hilfe einer elektrisch angetriebenen Luftpumpe als Unter- bzw. Überdruck im Innern des Schalenmodells erzeugt und über ein Quecksilbermanometer mit 1 mm Hg Genauigkeit gemessen. Mit Hilfe von Relais-schaltungen wird der eingestellte Außen- bzw. Innendruck während der Versuchsdurchführung in jeder Laststufe automatisch konstant gehalten. Die beim Beulen auftretenden Druckveränderungen im Innern der Schale werden durch Verwendung eines Luftkessels ausgeglichen. Die Axialkraft wird mit Hilfe eines Kontaktmanometers gesteuert. Das Manometer reguliert und mißt den Öldruck in dem hydraulischen Kolben und hält ihn während einer Laststufe beliebig lange konstant.

6. VORBEREITUNG DES ZU PRÜFENDEN MODELLES

6.1 ANORDNUNG DER MESSTELLEN

In Vorversuchen konnte festgestellt werden, daß im kritischen Belastungszustand die erste Beule immer im Taillenbergbereich der Modelle erschien, und daß bei Zunahme der unterschiedlichsten Belastungsarten in Taillenhöhe immer fünf bis sechs Beulen in Umfangsrichtung entstanden. Da aus herstellungstechnischen Gründen bei einigen Modellen keine konstante Wandstärke für die gesamte Schale erzielt werden konnte, war eine Lokalisierung der ersten auftretenden Beule mit Hilfe der Dickenmessung schon vor

dem Versuch möglich. Es gab bei fast allen Modellen in Taillenhöhe einen prädestinierten Beulbereich mit geringer Wandstärke.

Um das Beulverhalten der Schale auch für exzentrisch aufgebrachte Vertikalbelastungen (vgl. Kap. I.7.1) richtig erfassen zu können, mußte vor Beginn des Modelleinbaues eine der Meßstellen außer im Bereich der geringsten Wandstärke auch im Bereich der durch die Exzentrizitätsrichtung der Vertikallast gegebenen, größten auftretenden Spannung angebracht werden.

Die gesuchte Meßgröße, die mechanische Dehnung bzw. die Spannung an der Innen- und Außenlaibung des Modelles, wurde mit Hilfe des elektrischen Dehnungsmeßverfahrens ermittelt (/2/ und /39/).

Es wurden in Taillenhöhe in fünf Punkten mit gleichem Abstand elektrische Dehnungsmeßstreifen mit dem Kleber M-Bond 200 K der Firma Vishay Micro-Measurements, Lochham, angeklebt, und zwar je ein Dehnungsmeßstreifen in Ring- und Meridianrichtung an der Innen- und Außenseite des Schalenmodells. Gewählt wurden die Dehnungsmeßstreifen vom Typ PL 5 der Firma Tokyo Sokki Kenkyujo Co., Ltd. Durch die gewählte Anordnung der DMS war es möglich, neben Membranspannungen auch beim Beulen auftretende Biegespannungen zu messen. Die vorhandene Klebeschicht des M-Bond 200 war im Vergleich zur Schalenstärke unbedeutend.

Nach Überprüfung der Funktionstüchtigkeit der angeklebten Dehnungsmeßstreifen wurde jede Meßstelle auf der Innen- und Außenseite des Modelles mit ca. 200 g Abdeckkitt AK 22 der Firma Hottinger, Meßtechnik abgedeckt. Diese Schutzmaßnahme gegenüber den Meßstellen war unbedingt erforderlich, da sämtliche Versuche unter Wasser gefahren wurden. Der Vorteil dieses Abdeckkittes bestand darin, daß selbst nach längerer Zeit, auch unter Wasser, keine Erhärtung der Dichtungsmasse auftrat. Die zur Abdichtung aufgebrachte Menge war gering, so daß keine Versteifung an den Meßstellen entstand und dadurch ein Einfluß auf die Beullast vollkommen ausgeschlossen werden konnte.

6.2 EINBAU DES MODELLES

Nach diesen Vorbereitungen wurde zunächst die Rotationschale am oberen und unteren Rand mit dem Kleber Acrifix 90/Katalysator 20 der Firma Röhm und Haas an exakt abgedrehte Kreisringe mit 2 cm Breite angeklebt (Bild 1.8.1). Die Ränder der Schalen waren also eingespannt. Dieser Zweikomponentenkleber eignet sich besonders gut für eine Verklebung zwischen Stahl und Kunststoffteilen, da er nahezu gleiche physikalische Eigenschaften wie der Kunststoff zeigt. Nach dem Erhärten der Klebmasse erfolgte der Einbau des Modelles in die Prüfmaschine. Ein durchsichtiger, zylinderförmiger PVC-Behälter umgab das gesamte eingebaute Modell. Nach sorgfältiger Abdichtung der am Modell angeklebten Stahlringe wurde das Modell innen und außen gleichmäßig unter Wasser gesetzt. Die Versuchsdurchführung unter Wasser bietet folgende Vorteile :

- a) Aufgrund der Temperaturempfindlichkeit des verwandten Kunststoffes ist es erforderlich, sämtliche Versuche bei konstanter Raumtemperatur durchzuführen. Aus versuchstechnischen Gründen konnte ein Klimaraum für die Versuchsdurchführung nicht verwendet werden. Bei der Prüfung der Modelle unter Wasser wurde die Einhaltung konstanter Feuchtigkeit und Temperatur für die Gesamtdauer eines Versuches gewährleistet. Die Eigenschaften des verwandten Modellbaustoffes blieben anhand von Versuchproben durch den Einfluß des Wassers unverändert.
- b) Durch die Lagerung des Modelles im Wasser wird der eigentliche Beulvorgang erheblich verlangsamt. Man hat die Möglichkeit, den Ablauf des Versuches im kritischen Bereich rechtzeitig zu unterbrechen und damit den Bruch des Modelles zu verhindern.
- c) Die Oberfläche des Schalenmodelles wird durch die Lichtbrechung im Wasser erheblich vergrößert und dadurch die Beobachtung der Beulfiguren erleichtert.

d) Sollten wider Erwarten bei einer Versuchsdurchführung Modelle zu Bruch gehen, so wird der Beobachter vor umherfliegenden Splittern geschützt.

7. VERSUCHSDURCHFÜHRUNG

7.1 SCHWERPUNKTE DES VERSUCHSPROGRAMMS

Wie zuvor erwähnt, haben Ziele und Schwerpunkte dieses Programmes gemeinsame Berührungspunkte mit den getroffenen Maßnahmen und Entscheidungen im Rahmen der Stabilitätsuntersuchungen an Kreiszyinderschalen von Mungan (/37/). Diese enge Anlehnung ermöglicht es später, Unterschiede bzw. Übereinstimmungen in den Ergebnissen deutlich hervorzuheben bzw. voneinander abzugrenzen.

Das Ziel der Untersuchung ist die Ermittlung des ersten kritischen Spannungszustandes einer nahezu formfehlerfreien, negativ gekrümmten Rotationsschale unter verschiedenen Hauptspannungsverhältnissen im elastischen Bereich.

Es wurden zunächst in einer Versuchsreihe die ca. 120 cm hohen symmetrischen Modelle (SM), in einer anderen Versuchsserie die durch Verkürzen (Absägen) der symmetrischen Modelle entstandenen Kühlermodelle (KM) mit einer Höhe von 82 cm geprüft. Wie bereits vorher gesagt, waren beide Ränder der Schale eingespannt. Durch die vertikale Verschieblichkeit der oberen Stahlscheibe war auch eine Verschiebung des oberen Randes für beide Modellarten (SM und KM) möglich.

Die einzelnen Modell zeigten im Beulbereich der Schale unterschiedliche Wandstärken. Daher konnte neben der Berücksichtigung der Schalenhöhe auch der Einfluß der Wandstärke auf das kritische Spannungsverhältnis in der Schale über Dehnungsmeßstreifen in Taillenhöhe untersucht werden.

Als Belastung wurde zunächst für sämtliche Schalen ein bestimmtes Verhältnis von zentrischer Vertikal- zu Radialbelastung gewählt. In einer weiteren Versuchsreihe wurden exzentrische Axiallasten aufgebracht, indem man die Hydraulikpresse längs eines Trägers versetzte (Bild 1.7.1).

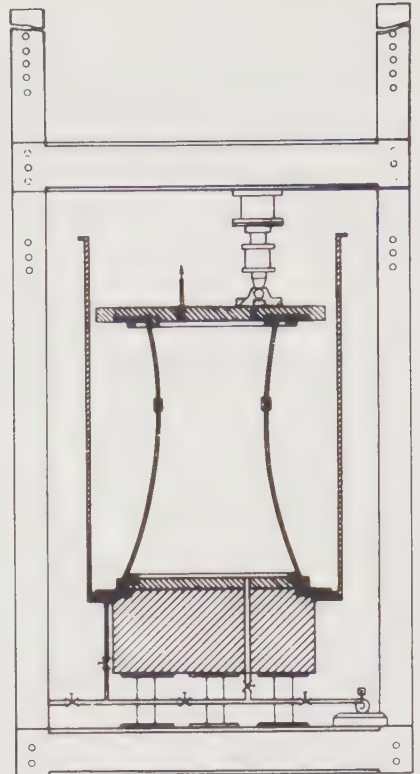
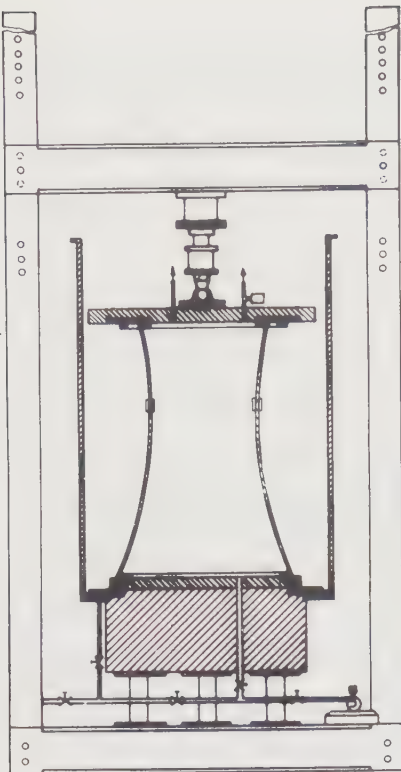


Bild 1.7.1 : Prüfmaschine mit eingebautem
Kühlermodell unter zentrischer
und exzentrischer Axialbelastung

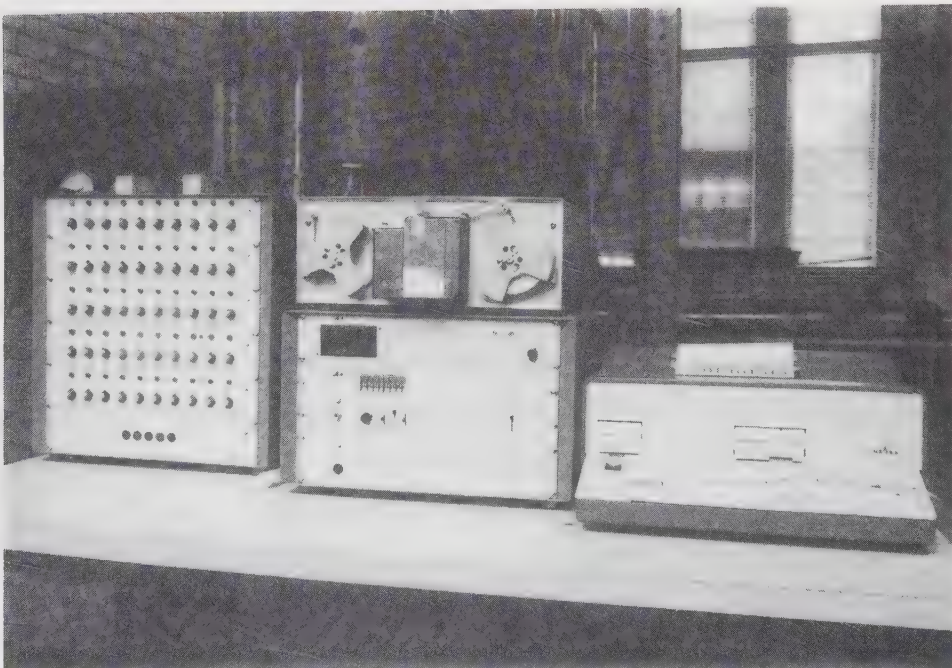


Bild 1.7.2 : Meßanlage

Die exzentrischen Axialbelastungsformen mit den drei Ausmittigkeiten $a = 2,5$ cm, $a = 9$ cm und $a = 11,5$ cm wurden einzeln und mit einer Kombinationsserie von Radialaußenbelastungen auf das Modell übertragen.

Um Aussagen über die Beulform in Taillenhöhe zu machen, wurden vier Meßuhren im Taillenbergbereich an der Außenseite der Modelloberfläche angebracht. Ihre Anordnung erfolgte nicht in konstantem Abstand. Diese Durchbiegungsmessung in Taillenhöhe wird in Kap. II.4 dargestellt.

An fünf Schalenmodellen wurden insgesamt 97 Beulversuche vorgenommen. Die Versuchsserie mit exzentrischer Axialbelastung beschränkte sich auf die Modelle 4 und 6.

7.2 LASTAUFBRINGUNG

UND REGISTRIERUNG DER DEHNUNGEN

Für die Dauer eines Versuches wurde das gewählte Belastungsverhältnis, Axialdruck bzw. Axialzug zu Außendruck bzw. Innendruck, konstant gehalten. Diese Bedingung erfüllten mit befriedigender Genauigkeit für die Vertikal- und Radialbelastung eingebaute Relaischaltungen.

Die zunächst zentrisch angeordnete Vertikallast wurde in bestimmten Stufen aufgebracht. Nach jeder Stufe wurde immer der gleiche Zeitraum von 3 Minuten bis zur Messung abgewartet, um den Einfluß der zeitabhängigen, elastischen Nachverformungen auszuschließen. Die Registrierung der Dehnungen mit Hilfe der Dehnungsmeßstreifen und einer angeschlossenen Meßanlage (Bild 1.7.2) erforderte einen Zeitaufwand von zwei Minuten. Damit konnte im Zeitabstand von fünf Minuten jede Laststufe erhöht werden. In der Nähe der Beullast wurden die Laststufen kleiner gewählt, so daß eine 5 %ige Genauigkeit der kritischen Last ermittelt werden konnte. Die Versuchsdauer hing von der Anzahl der benötigten Laststufen ab. Im Mittel dauerte ein Versuch eine Stunde.

Die Beulen erschienen immer im Taillenbergbereich der Schale.

Vorwiegend bei radial belasteten Modellen entstanden immer an einer Meßstelle verhältnismäßig große Unterschiede in den Dehnungen der Außen- und Innenseite, die bei Belastungsbeginn schon auftraten und bei Belastungszunahme entsprechend größer wurden. An dieser Stelle entstand in allen Fällen die erste Beule.

Nach dem Erscheinen der ersten Beule nahmen die Dehnungen in den Meßpunkten derart schnell zu, daß eine genaue Bestimmung der Dehnungen bei dieser Meßmethode nicht mehr möglich war. Ein mißglückter Versuch mit Axialdruck und Innendruck zeigte, daß das Bruchrisiko der Schale sehr groß war, wenn das Modell im Bereich der kritischen Beullast nach dem Erscheinen der ersten Beule nicht entlastet wurde. Beim symmetrischen Modell 2 wurde nach dem Auftauchen der ersten Beule die Beullast für längere Zeit konstant gehalten. Die erste Beule vertiefte sich unter konstanter Belastung zunehmend und es entstanden zusätzliche Beulen in Umfangsrichtung der Taille. Ein plötzliches Auseinanderbrechen der Schale konnte trotz sofortiger Entlastung nicht mehr vermieden werden.

Die Belastung der Modelle unter Axialzug mit Außendruck wurde vor dem Entstehen eines Beulenbildes abgebrochen, da die Gefahr bestand, daß die Klebnaht an den Schalenrändern aufbrach.

Vorwiegend beim Lastfall Axialdruck trat im kritischen Belastungszustand die erste Beule schlagartig auf, meistens im Zusammenhang mit der Ausbildung eines vollständigen Beulmusters in Umfangsrichtung. Um diese plötzliche Instabilitäterscheinung der Schale, die hauptsächlich durch unbemerkte Fehlstellen am Modell hervorgerufen wird, zu vermeiden, wurden die Modelle bei den kritischen Belastungsstufen einer künstlichen Störung ausgesetzt. Diese, durch eine Luftpumpe im Innern der Schale erzeugte Störung bestand aus einem periodisch sich ändernden Radialdruck von 1 - 2 mm Hg. Die durch diesen Querdruck erzeugte Radialspannung war gegenüber der vorhandenen Axialspannung vernachlässigbar klein. Es zeigte sich, daß entsprechend der aufgebrachten

Störung sich eine gleichlaufende Bewegung des Beulbereiches nach innen und außen einstellte. Dieses "Atmen" der Schale wurde zu einer Beule, sobald man die Störung eliminierte, oder es stellte sich die unverbeulte Form des Modelles ein, wenn die kritische Beullast noch nicht erreicht war.

Bei Entlastung gingen sämtliche Beulen zurück und die Dehnungen verschwanden. Dies konnte anhand der Nullesung bestätigt werden, wenn man wegen der elastischen Nachverformungen des Modellbaustoffes einige Zeit gewartet hatte. Die Rückverformung des Modelles in die ursprüngliche Form wurde durch eine zusätzliche Radialbelastung erleichtert. Bei der Wiederholung eines Versuches wurden gleiche Beullast und gleiches Beulmuster ermittelt, so daß ein bereits geprüftes Modell unter verschiedenen Lastkombinationen nacheinander geprüft werden konnte.

Bei den Versuchen mit exzentrischen Vertikalbelastungen gestaltete sich die Lastaufbringung in gleicher Weise wie bei zentrischer, vertikaler Lasteinleitung, d.h. bei konstantem Lastverhältnis stufenweise Belastungszunahme. Unter Anwendung der Störungsbelastung trat unter den verschiedenen Belastungsverhältnissen wieder an einer Stelle in Taillenhöhe der Schale eine Beule auf. Eine Belastungsvergrößerung wurde wegen der Bruchgefahr des Modelles nicht vorgenommen.

8. GENAUIGKEITSBETRACHTUNGEN

8.1 FEHLERABSCHÄTZUNG AUS DER GEOMETRIE DER SCHALE

Über die Zuverlässigkeit der Meßergebnisse kann nur etwas gesagt werden, wenn Ursache und Größenordnung der auftretenden Fehler ermittelt werden können.

Eine wesentliche Fehlerquelle liegt bei der Herstellung der Schale in der Abweichung von der Idealform der Schalenmittelfläche.

Die fertigen Modelle wurden auf ihre Maßhaltigkeit überprüft, indem zunächst die Hauptabmessungen nachgemessen wurden. Die Abweichung der Radien in Ringrichtung am oberen und unteren Rand der Schale und des entsprechenden Außenradius in Taillenhöhe lag maximal 0,5 % unter dem Sollwert.

Eine Überprüfung des Schalenmittelflächenverlaufes in Meridianrichtung mit Hilfe einer gesondert hergestellten Konturen-Schablone ließ für die einzelnen Modelle bei genau ausgerichteter Aufstellung der jeweiligen Schale und bei entsprechender Ausrichtung der Schablone keine Abweichung von der geforderten Schalengeometrie erkennen.

Die Höhe der Schale von 120 cm (SM) bzw. von 82 cm (KM) wurde nicht unterschritten. Infolge der notwendigen Verklebung der Schalenränder mit den Kreisringen änderte sich die Schalenhöhe um maximal + 1 cm.

Um bei einer Belastung des Modelles auftretende Beulen optisch besser beobachten und um vorwiegend an Festpunkten die vorhandene Wandstärke mit Hilfe eines Dicken-tasters ermitteln zu können, wurde auf die entschalteten Modelle ein etwa gleichschenkliges Rastergebilde gezeichnet (Bild 1.8.1). Dieser Dickentaster besteht aus einem steifen, winkelförmig verschweißten Rahmen und einer Meßuhr mit 1/100 mm Genauigkeit.

Beim Vergleich der mittleren Wandstärken der Gesamtschale mit der Wandstärke im Taillenbergbereich entsprechend Tafel 1.8.1 zeigt sich eine maximale Abweichung für das Modell 6 von 11,8 %, dagegen für das Modell 4 von nur 1,9 %. Die maximale Abweichung des für die Ermittlung der Beullasten in einer Meßstelle zugrundegelegten



Bild 1.8.1 : Modell KM 4 mit ausgesteiften Rändern

Modell	t [mm]					t _{min}	t _B	t _T	t _S
	MST1	MST2	MST3	MST4	MST5				
Modell 1	2.26	1.99	1.85	1.93	2.19	1.85	1.95	2.09	2.17
Modell 2	1.70	1.55	1.70	1.80	1.79	1.55	1.65	1.74	1.91
Modell 3	1.46	1.92	2.08	1.90	1.54	1.46	1.58	1.82	1.94
Modell 4	1.47	1.51	1.50	1.49	1.54	1.47	1.54	1.54	1.57
Modell 5	--	--	--	--	--	0.55	0.61	0.72	0.88
Modell 6	1.15	1.29	1.58	1.73	1.39	1.15	1.35	1.50	1.70

Bezeichnungen

MST : Meßstellen in Taillenhöhe
 t_{min} : min. Schalenstärke in Taillenhöhe
 t_B : mittl. Wandstärke im Beulbereich
 t_T : mittl. Wandstärke im Taillenber.
 t_S : mittl. Wandstärke d. Gesamtschale

Tafel 1.8.1 : Angaben der wichtigsten Wandstärken
t in mm

Wertes t_B von der mittleren Wandstärke des Taillenbereiches t_T beträgt bei Modell 3 13,2 %, bei Modell 4 ist kein Unterschied festzustellen. Der mittlere Fehler der Einzelmessung für die Festlegung der mittleren Wandstärke im Beulbereich beläuft sich für sämtliche Modelle auf 3 - 4 %, eine Ausnahme bildet Modell 6 mit 7,4 %.

Für die Auswertung der Meßergebnisse bedeutet diese Abweichung, daß bei der Spannungsermittlung die Werte zum Teil ungenau sind. Bei der Berechnung der Schnittgrößen werden die entsprechenden Wandstärken des jeweiligen Meßstellenbereiches berücksichtigt.

8.2 FEHLERABSCHÄTZUNG AUS DER LASTAUFBRINGUNG

Die von der hydraulischen Presse erzeugte Vertikalkraft wurde mit Hilfe einer eingebauten Kraftmeßdose überprüft. Anhand des Eichdiagrammes (Bild 1.8.2) ergab sich eine bei 1 atü Öldruck erzeugte Druckkraft von 70 kp, die damit 11,1 % unter dem Sollwert von 78,5 kp lag. Dieser Fehler konnte für die Auswertung der Meßergebnisse eliminiert werden.

Die durch den oberen Stahldeckel hervorgerufene axiale Vorlast von 120 kp für ein in der Prüfmaschine eingebautes Modell wurde über Gegengewichte ausgeschaltet. Dazu wurden auf jedem der vier oberen Querträger Umlenkrollen befestigt, die so ausgebildet sein sollten, daß beim Gewichtsausgleich vom Eigengewicht des Deckels und der Gegengewichte möglichst kein Kraftverlust durch Reibung entstand. Der Reibungswiderstand wurde in der Art überprüft, daß entsprechend Bild 1.8.3

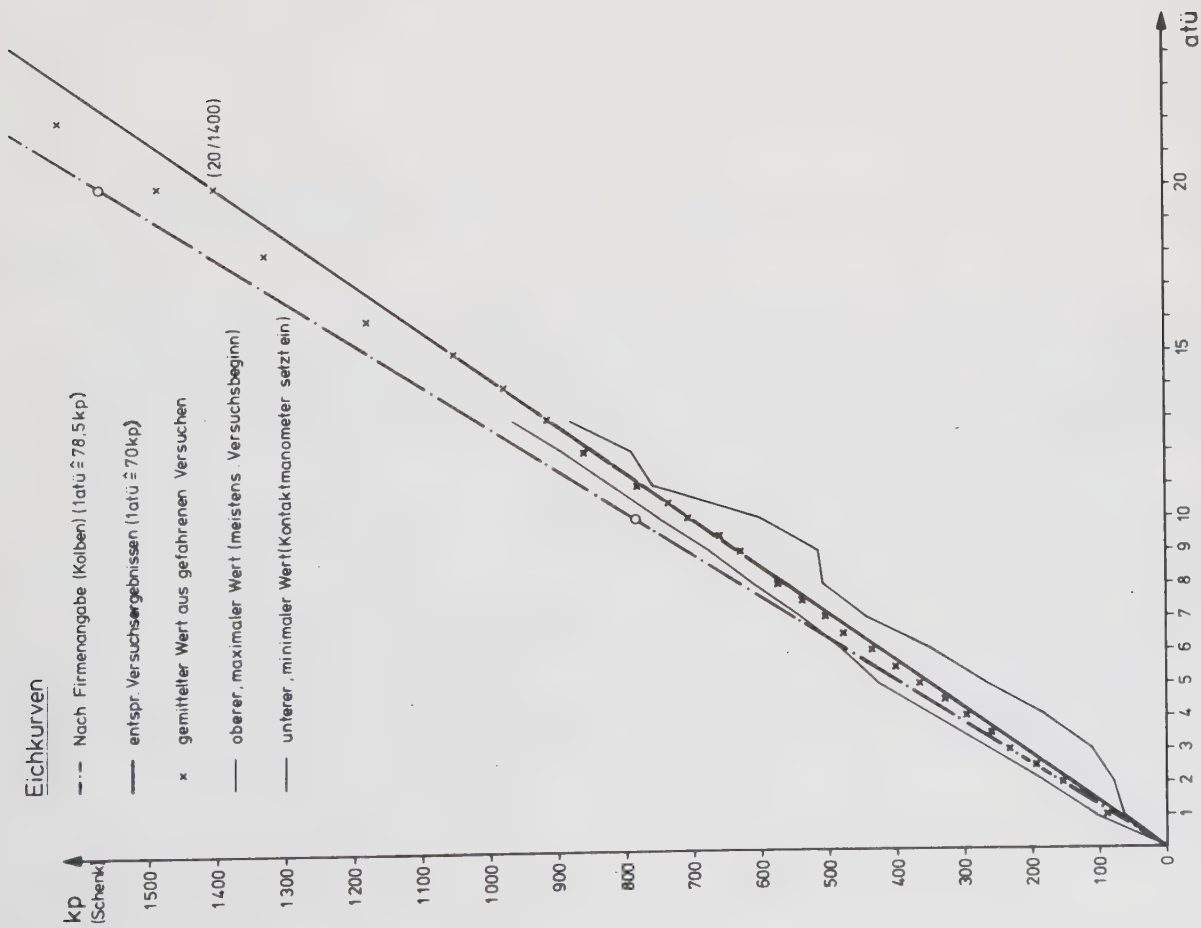


Bild 1.8.2 : Eichkurve des Kontaktmanometers
und der Druckpresse (1 atü = 70 kp)

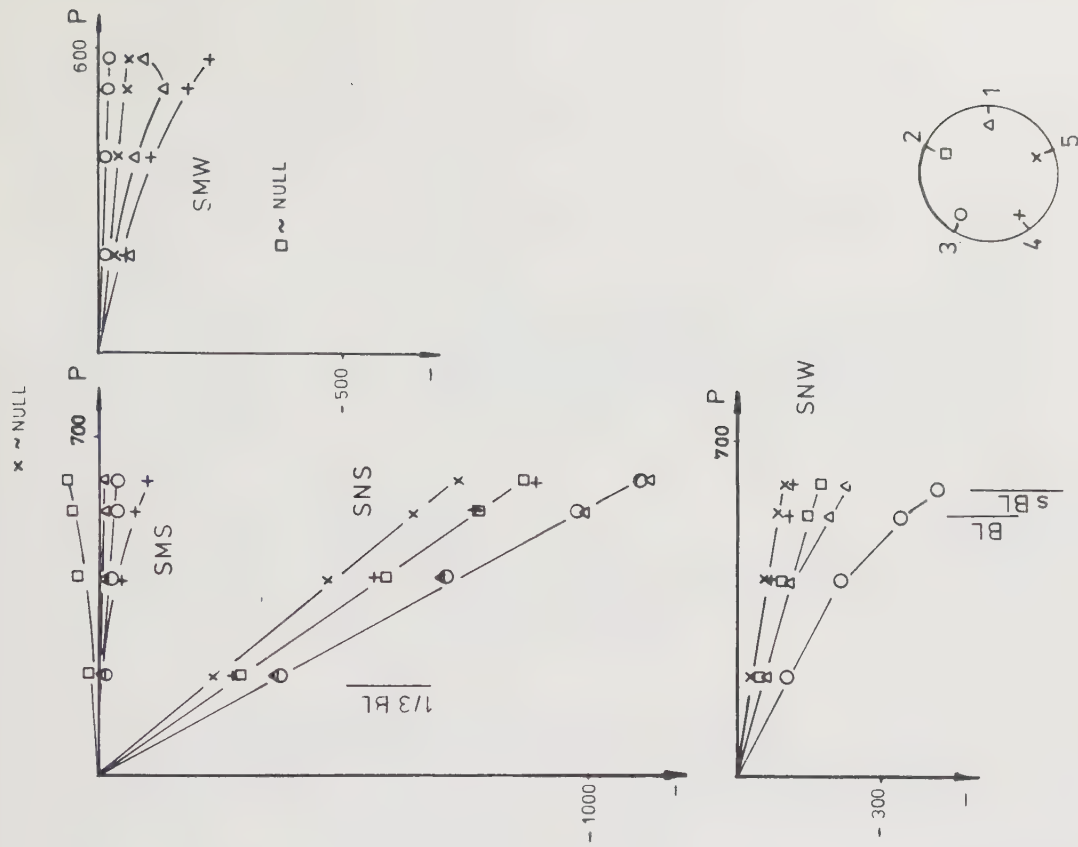


Bild 2.1.1 : SMS, SNS, SMW, SNW für Modell KM 6
Lastfall : q (mm Hg) = - 1 P (atü)
(Abkürzungen siehe Seiten 29 u. 34)

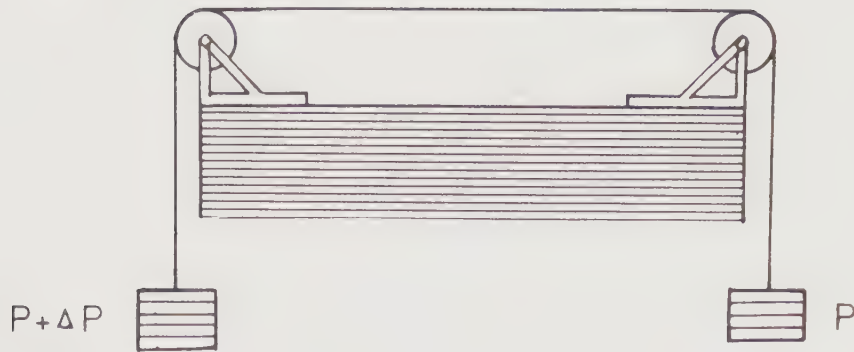


Bild 1.8.3 : Überprüfung des Reibungswiderstandes
der Umlenkrollen

zu Beginn des Versuches beide Gewichte P gleich groß waren. Vergrößert man das Gewicht einseitig um ΔP bis sich die Gewichte bewegen, so ist der Reibungswiderstand beider Rollen überwunden. Wenn man für beide Rollen gleichen Reibungswiderstand R voraussetzt, so ergibt sich

$$R = \frac{\Delta P}{2} \quad \text{oder} \quad R [\%] = \frac{\Delta P \cdot 100}{2 P} \quad \begin{array}{l} \text{mit } P : \text{Ausgleichsgewichte} \\ \Delta P : \text{Zusatzgewicht} \\ R : \text{Reibungswiderstand} \end{array}$$

Es wurden zwei verschiedene Ausgangsgleichgewichtszustände überprüft, in beiden Fällen variierte das Zusatzgewicht ΔP nur geringfügig.

a) $P = 2,000 \text{ kp}$ $\Delta P = 0,102 \text{ kp}$

$$R = \frac{0,102}{2} = 0,051 \quad R [\%] = \frac{51 \cdot 100}{2000} = 2,55 \%$$

$$b) P = 10,798 \text{ kp} \quad \Delta P = 0,105 \text{ kp}$$

$$R = \frac{0,105}{2} = 0,0525 \text{ kp} \quad R [\%] = \frac{52,5 \cdot 100}{10798} = 0,49 \%$$

Der verhältnismäßig hohe Reibungswiderstand ist auf die Verwendung von Drahtseilen zurückzuführen, die bei dem hohen Eigengewicht der Stahlplatte unbedingt erforderlich waren.

Wenn man annimmt, daß der Absolutwert des Reibungswiderstandes von der Last unabhängig ist, so tritt bei dem in Wirklichkeit zu übertragenden Gewicht von $P = 30 \text{ kp}$ ein prozentualer Reibungswiderstand von

$$R [\%] = \frac{105 \cdot 100}{30000} = 0,35 \%$$

auf, der vernachlässigbar gering ist.

Eine gleichmäßige Einleitung der zentrisch oder exzentrisch aufgebrachten Vertikalbelastung in die Schale selbst wird anhand der vorhandenen Dehnungsmeßwerte in Kap. II.1.3 ermittelt.

8.3 FEHLERABSCHÄTZUNG AUS DEM MODELLBAUSTOFF

Während der Herstellung eines neuen Modelles wurden parallel-laufend Prüfkörper gegossen, um die Werkstoffgrößen einer jeden neuen Mischung und damit für jedes einzelne Modell gesondert zu ermitteln. Die in Vorversuchen gewonnenen Grenzwerte für den Biegeelastizitätsmodul von $32600 - 38500 \text{ kp/cm}^2$ (Tafel 1.3.1) konnten eingeschränkt werden. Es erwies sich als vorteilhaft für die gesamte Modellreihe nur einen Elastizitätsmodul zu verwenden, da die einzelnen Werte sehr dicht beieinanderlagen. Gleiche Aussage gilt für die Ermittlung der Querkontraktionszahl. Es ergab sich

ein mittlerer Wert für den Elastizitätsmodul $E = 35000 \text{ kp/cm}^2$ mit einer maximalen Abweichung von $\pm 4,2 \%$ und für die Querkontraktionszahl $\nu = 0,38$ mit einer Abweichung von $\pm 2,6 \%$. Der Elastizitätsmodul des verwendeten Baustoffes ist nahezu temperaturunabhängig. Trotzdem wurde während der Messungen eine konstante Temperatur eingehalten, indem sämtliche Versuche unter Wasser bei $18^\circ \pm 1^\circ\text{C}$ gefahren wurden.

Einflüsse von Kriechverformungen auf die Ermittlung von kritischen Spannungen wurden dadurch ausgeschaltet, daß die Meßwerte stets in gleichen Zeiträumen abgelesen wurden.

TEIL II

VERSUCHSERGEBNISSE

1. BESTIMMUNG DER BEULLAST

1.1 AUSWERTUNG UND DARSTELLUNG DER MESSERGEBNISSE

Die Größe der Vertikalbelastung wurde mit Hilfe der Druckmeßdose ermittelt, der exakte Wert der Radialbelastung über das Quecksilbermanometer angegeben. Der durch beide Belastungsarten in das Schalenmodell eingeleitete Spannungs- und Verformungszustand wurde unter Berücksichtigung der durch den Versuchsaufbau bedingten Randbedingungen mit Hilfe eines Schalenrechenprogrammes für die Biegetheorie errechnet.

Die in der Taille gemessenen, der Normalkraft und dem Biegemoment proportionalen Größen wurden auszugsweise in den Bildern 2.1.1 bis 2.1.7 als Kurven in Abhängigkeit der vertikalen Belastung P dargestellt.

Die Spannungen wurden als Zug positiv angenommen, die Momentenanteile als positiv bezeichnet, wenn auf der Innenseite Zugspannungen hervorgerufen wurden. Die Abszisse stellt die Axiallast P in kp dar, die Ordinate zeigt die den Spannungen proportionalen Größen SNS , SNW , SMS , SMW in kp/cm^2 . Unter den Abkürzungen SNS , SNW , SMS und SMW ist folgendes zu verstehen:

SNS , SNW	Normalkraftanteile in Meridian- und Umfangsrichtung
SMS , SMW	Momentenanteile in Meridian- und Umfangsrichtung

Die Meßpunkte werden entsprechend beigefügten Skizzen mit 1 bis 5 bezeichnet; sie haben gleiche Abstände.

An den dargestellten Kurven erkennt man, daß die SNS - und SNW -Kurven mit steigender Last fast linear zunehmen. Die den Momenten entsprechenden SMW - und SMS -Kurven dagegen verlaufen nicht linear. Im Vergleich zu den SNS - und SNW -Kurven ist die Größenordnung der Momentenspannungen geringer. Nur die Meßstelle, die im Beulbereich liegt, zeigt schon zu Beginn der Belastung zum Teil Momentenspannungen, die größenmäßig die Normalspannungen erreichen oder übertreffen.

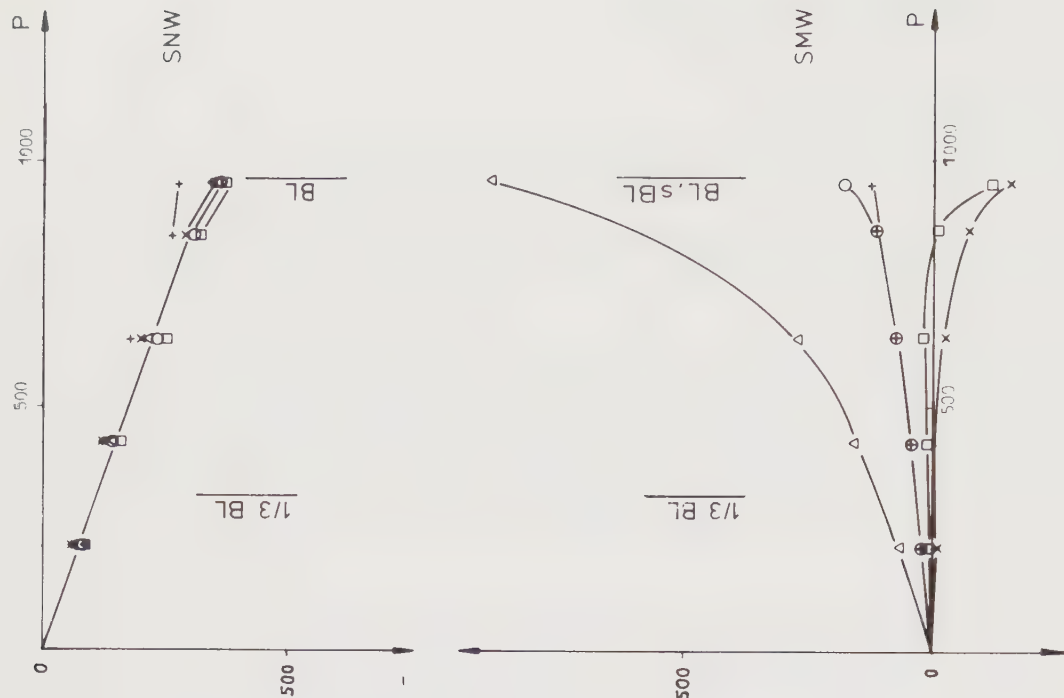


Bild 2.1.3 :
SNW, SMW (Modell SM 2)
Lastfall :
q (mm Hg) = 2 P (atü)
(Abkürzungen siehe Seiten 29 u. 34)

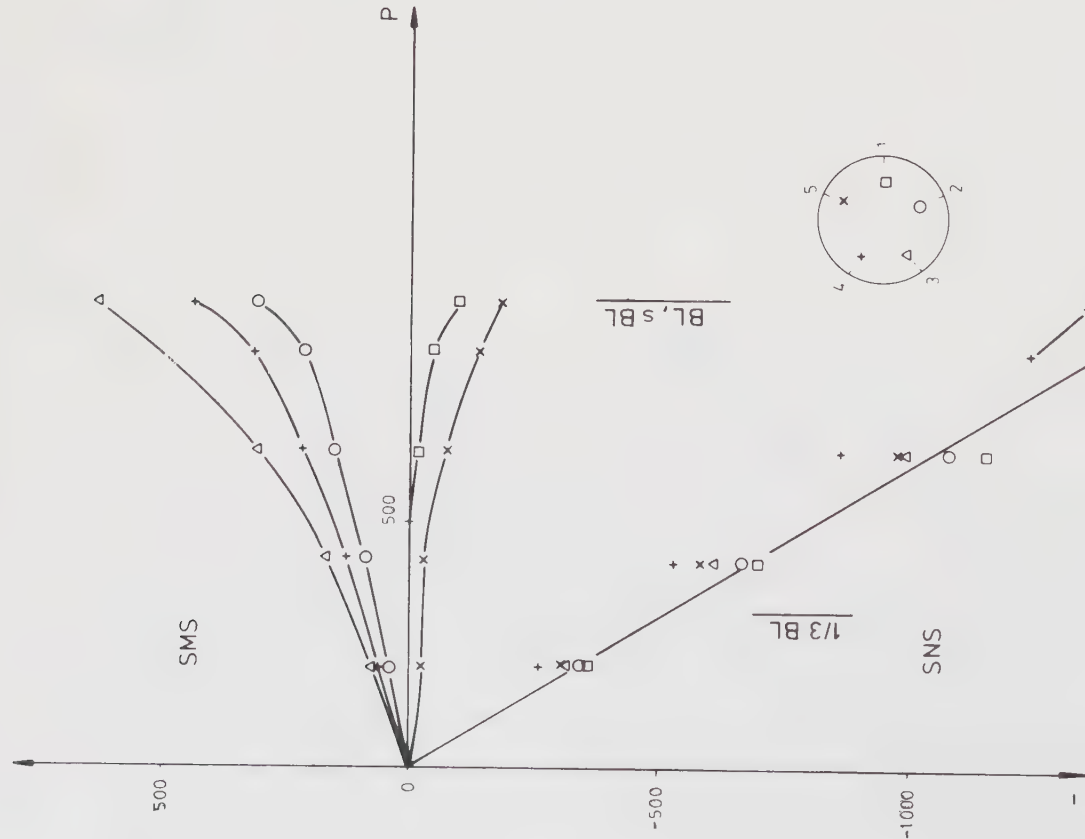


Bild 2.1.2 :
SMS, SNS (Modell SM 2)
Lastfall :
q (mm Hg) = 2 P (atü)
(Abkürzungen siehe
Seiten 29 u. 34)

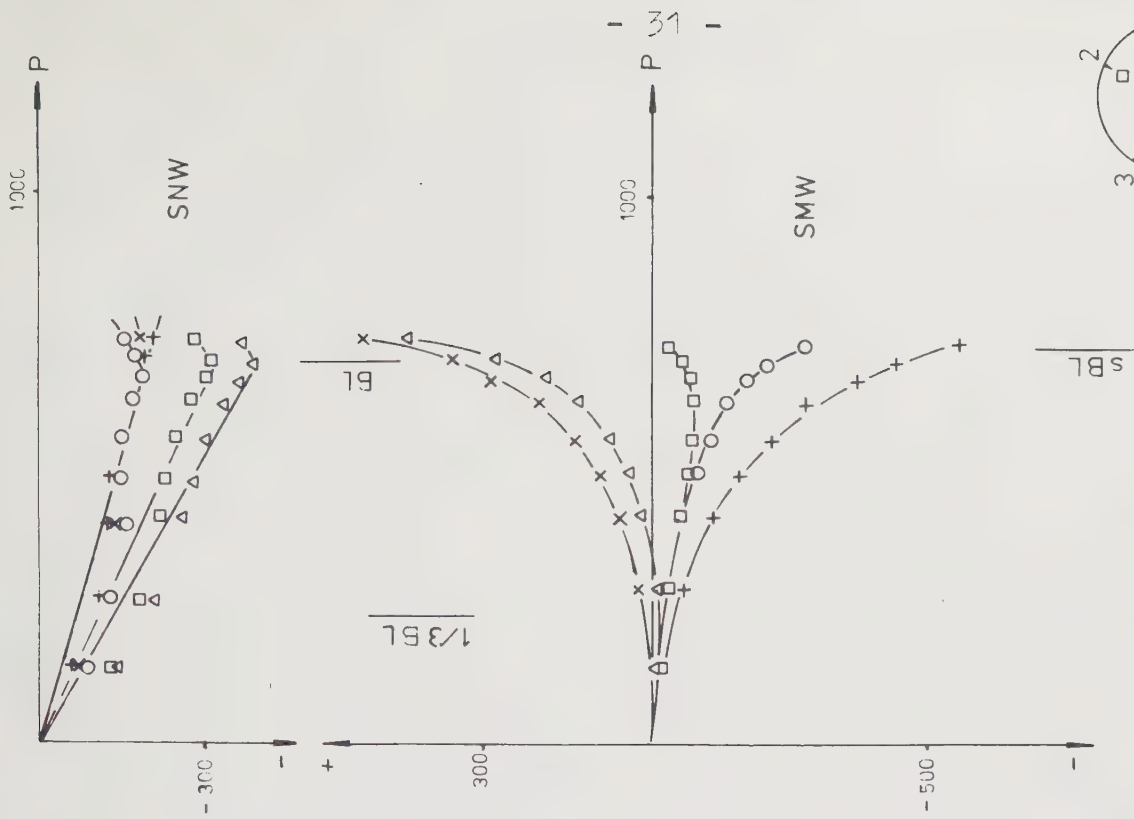


Bild 2.1.5 :
 SNW, SMW für Modell KM 4
 excentr. = 2,5 cm
 Lastfall : Axialdruck
 (Abkürzungen siehe Seiten 29 u. 34)

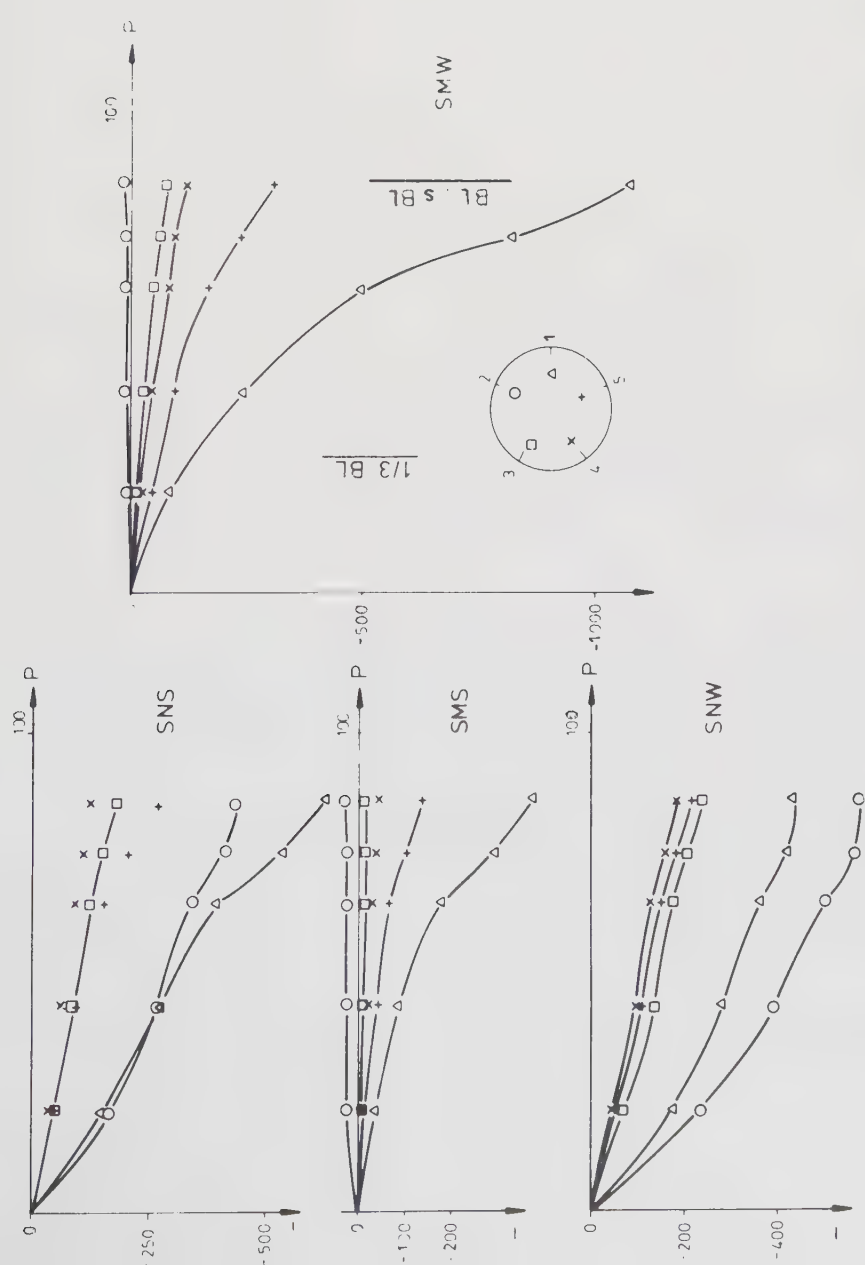


Bild 2.1.4 :
 SNS, SMS, SNW, SMW für Modell KM 6
 Lastfall : Außendruck
 (Abkürzungen siehe Seiten 29 u. 34)

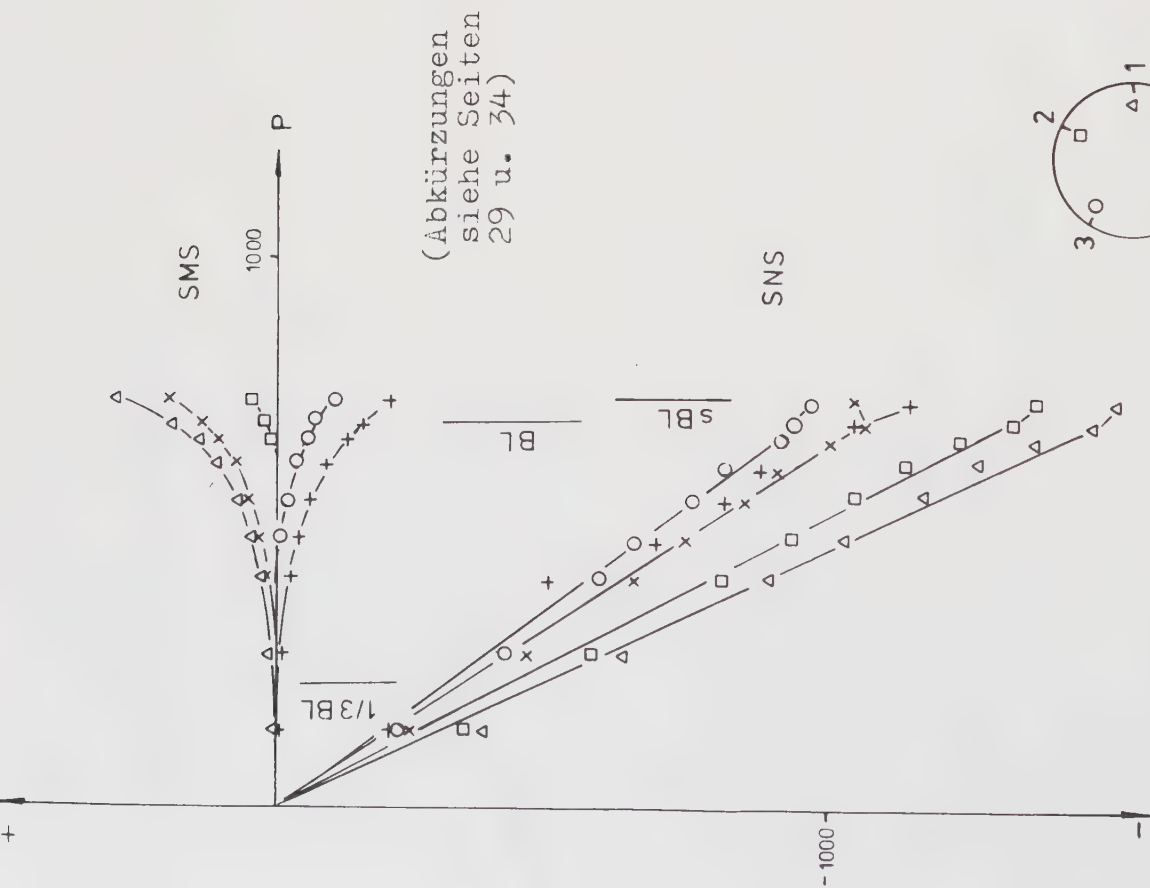


Bild 2.1.6 : SMS, SNS für Modell KM 4
exzentr. = 2,5 cm
Lastfall : Axialdruck

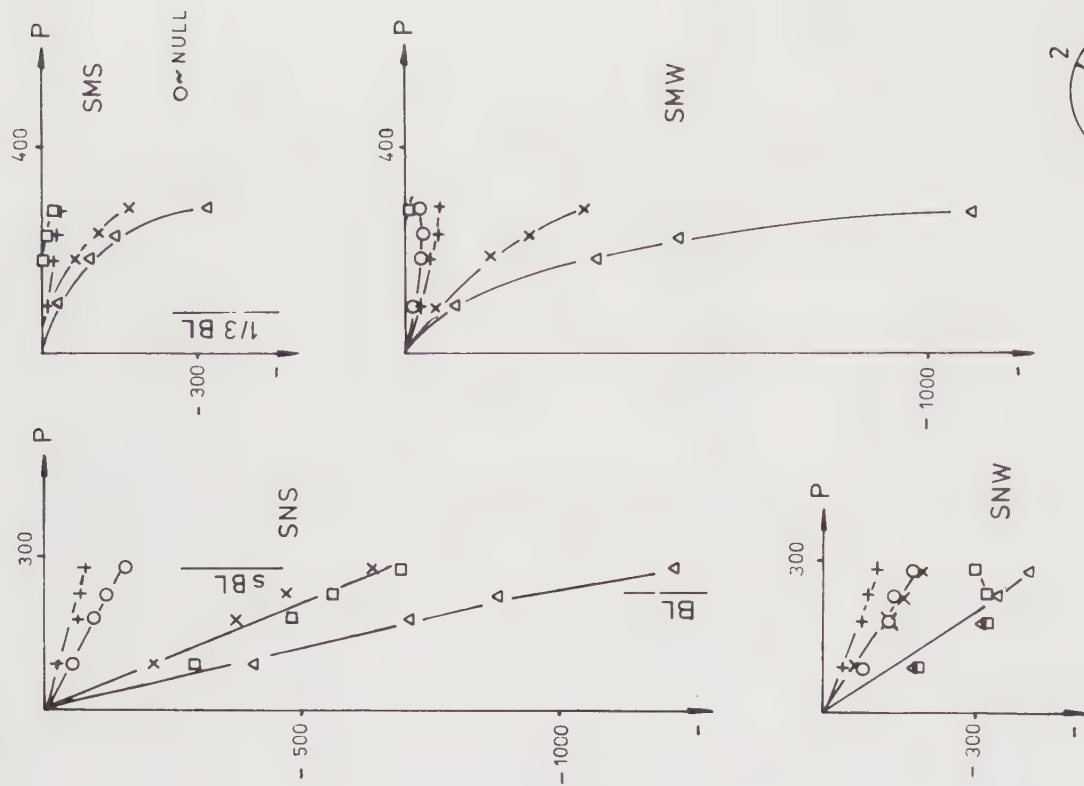


Bild 2.1.7 : SNS, SMS, SNW, SMW für Modell KM 6
exzentr. = 11,5 cm
Lastfall : q (mm Hg) = 10 P (atü)

1.2 DER KRITISCHE BELASTUNGSZUSTAND

Vorwiegend bei Belastungen mit Axialdruck erfolgte das Beulen in Form eines plötzlichen Durchschlagens der Schale. Der bis zu dieser Belastung stetige Verlauf der SNS- und SNW-Kurven ist nach dem Erreichen der Instabilität der Schale nicht mehr gegeben (Bilder 2.1.5 und 2.1.6). Von dieser Laststufe an zeigt die Meßstelle im Beulbereich geringere SNS-Werte als zuvor, während an den übrigen vier Meßstellen die Normalspannungen anwachsen. Die gleichmäßige Verteilung der Normalkräfte geht kurz vor dem Beulen verloren : im Beulbereich entzieht sich die Schale der Belastung, an den übrigen Stellen wird sie überlastet. Die Beullast kann eindeutig festgelegt werden.

Bei den übrigen Lastfällen wurde diejenige Laststufe als Beullast gewählt, bei der der dargestellte Momentenverlauf einen maximalen Wert erreichte. (Bild 2.1.1) In diesem Falle war zu vermuten, daß die Vorbeule mit der ausgebildeten Beule am Modell übereinstimmte. Die Normalspannungskurven zeigten in den meisten Fällen Verzweigungen auf.

Fehlen bei einigen Momentenkurven derartige Extremwerte und lassen sich ebenfalls keine Verzweigungen bei den Normalspannungen erkennen, wird die vorletzte Laststufe als Beullast festgelegt (Bild 2.1.7). Diese Maßnahme beinhaltet einen geringen Fehler, der jedoch in Kauf genommen werden kann, da kleine Laststeigerungsstufen kurz vor dem Ausbeulen der Schale gewählt wurden.

Bei der Belastung der Schale durch exzentrische Axiallast mit kombinierter Außendruckbelastung war die gleichmäßige Verteilung der Normalspannungen in Taillenumfang nicht mehr gegeben. Für den Verlauf der Spannungskurven und für die Bestimmung der Beullast anhand der dargestellten Kurven in den Bildern 2.1.5 bis 2.1.7 gelten die gleichen, zuvor gemachten Aussagen.

In den Bildern 2.1.1 bis 2.1.7 wurde das Sichtbarwerden der Beulen mit sBL, die für weitere Berechnungen zugrundegelegte Beullast mit BL bezeichnet.

1.3 ÜBERPRÜFUNG DER ZENTRISCHEN UND EXZENTRISCHEN VERTIKALKRAFTEINLEITUNG

Werden sämtliche SNS-Kurven mit der zugehörigen Schalenstärke multipliziert, zeigt sich für die zentrische Axialbelastung eine mit der Membrantheorie übereinstimmende, nahezu gleichmäßige Verteilung der Schnittkräfte über den Umfang (Tafel 2.1.1). Für die Modelle 4 und 6 wurden für die drei zentrischen Vertikalbelastungsversuche in den fünf Meßpunkten zunächst die Dehnungen ermittelt und danach durch Einführung der Ist-Werte der Schalenstärke an den entsprechenden Meßstellen die Schnittgrößen N_{22} ermittelt. Die größte Abweichung einer Messung vom Mittelwert beträgt demnach für das Modell KM 6 13,1 %, für das Modell SM 6 8,8 % und für das Modell KM 4 9,2 %. Für die bei der Ermittlung der kritischen Normalkräfte zugrundegelegten Laststufen lag der mittlere Fehler der Einzelmessung zwischen 4,3 und 7,7 %. Eine Überprüfung der aufgetragenen zentrischen Last P mit der in der Taille aus den mittleren Werten der Schnittgrößen N_{22} resultierenden Last P_{MESS} ergab für niedrige Belastungsstufen eine Maximalabweichung von 12,4 %, für die kritischen Laststufen reduzierte sich die Belastungsdiskrepanz auf 0 bis 2,4 %. Der hohe Unterschied bei geringer vertikaler Anfangsbelastung ist auf die Trägheit des eingebauten Kontaktmanometers zurückzuführen.

Die Einleitung der ausmittig aufgetragenen Vertikallasten wurde für alle drei Exzentrizitäten $a = 2,5 \text{ cm}$, $a = 9,0 \text{ cm}$ und $a = 11,5 \text{ cm}$ an der Meßstelle überprüft, die im Bereich der durch die Exzentrizitätsrichtung gegebenen, größten auftretenden Spannung angebracht war. Beim Vergleich der

Modell	N ₂₂					N ₂₂	Größte Abweichung	Mittl.Fehler der Einzelmessung		P _{Mess}	P	Abweichg.
	1	2	3	4	5							
	kp/cm					kp/cm	%	kp/cm	% von N ₂₂	kp	kp	%
KM 6	0.94	1.68	1.08	0.88	0.89	0.97	11.3	0.09	9.2	122.6	140	12.4
	2.02	2.29	2.41	2.00	1.93	2.13	13.1	0.21	9.9	269.1	280	3.9
	3.14	3.57	3.73	3.11	2.95	3.30	13.0	0.33	10.0	417.0	420	1.1
	3.66	3.96	4.14	3.64	3.55	3.79	9.2	0.25	6.6	478.9	490	2.3
	3.69	3.89	4.24	3.82	3.84	3.90	8.7	0.21	5.4	492.8	525	6.1
	4.16	4.38	4.78	4.22	4.18	4.34	10.1	0.26	5.3	548.4	560	2.1
SM 6	-	-	1.01	0.99	1.02	1.01	2.0	0.02	2.0	128.8	140	8.0
	-	-	2.15	2.13	2.15	2.14	0.5	0.01	0.5	272.9	280	2.5
	-	-	2.90	2.62	2.89	2.80	6.4	0.16	5.7	357.0	350	2.0
	-	-	3.51	3.09	3.33	3.31	6.6	0.21	6.3	422.0	420	0.5
	-	-	3.99	3.51	3.77	3.76	8.8	0.24	6.4	479.4	490	2.2
	-	-	4.72	4.08	4.40	4.40	7.3	0.32	7.3	561.0	560	0
KM 4	-	-	5.45	4.68	5.06	5.06	7.7	0.39	7.7	645.2	630	2.4
	2.97	3.04	3.15	3.44	-	3.15	9.2	0.22	7.0	398.0	420	5.2
	4.19	4.50	4.47	4.51	-	4.42	5.2	0.15	3.4	558.5	560	0.3
	5.58	5.59	5.22	5.79	-	5.54	5.8	0.24	4.3	700.0	700	0

Tafel 2.1.1 : Kontrolle der zentrischen Lasteinleitung

Modell	Exzent.	G ₂₂	N ₂₂	P _{Mess}	P	Abweichg.		Mittl.Fehler der Einz.messg
	cm	kp/cm ²	kp/cm	kp	kp	kp	%	kp
SM 6	2.5	9.83	1.21	137.7	140	2.3	1.6	5.83
		19.67	2.56	291.4	280	-11.4	- 4.1	
		29.19	3.79	431.5	420	-11.5	- 2.7	
		34.68	4.51	513.4	490	-23.4	- 4.8	
		33.54	4.36	496.3	525	28.7	5.5	
		36.96	4.80	546.4	560	13.6	2.4	
	9.0	13.45	1.75	156.4	140	-16.4	-11.7	5.02
		17.83	2.32	207.4	210	2.6	1.2	
		24.54	3.19	285.2	280	- 5.2	- 1.9	
		30.61	3.98	355.8	350	- 5.8	- 1.7	
		35.06	4.56	407.7	385	-22.7	- 5.9	
		35.74	4.65	415.7	420	4.3	1.0	
	11.5	17.92	2.33	140.5	140	- 0.5	- 0.4	6.33
		30.00	3.90	235.2	210	-25.2	-12.0	
		33.99	4.42	266.6	280	13.4	4.8	
		39.18	5.09	306.9	315	8.1	2.6	
		41.67	5.42	326.9	350	23.1	6.6	
		47.57	6.18	372.7	385	12.3	3.2	

N₂₂ : Normalkraft in Meridianrichtung
G₂₂ : Spannung in Meridianrichtung
P : Belastung
P_{MESS} : aus Messung resultierende Belastung

Tafel 2.1.2 : Kontrolle der exzentrischen Lasteinleitung

aus der Messung resultierenden (P_{MESS}) und der exzentrisch aufgebrachtten Last (P) ergab sich eine Maximalabweichung von 12 % (vgl. Tafel 2.1.2); der Unterschied reduzierte sich im kritischen Belastungsbereich beim Modell SM 6 mit $a = 2,5$ cm auf 2,4 %, mit $a = 9$ cm auf 1,0 % und beim Modell KM 6 mit $a = 11,5$ cm auf 3,2 %. Der (gewichtete) mittlere Fehler der Einzelmessung betrug im Vergleich zur maximal aufgebrachtten Last von 560 kp nur 5,83 kp, bei 420 kp 5,02 kp und bei 385 kp 6,33 kp.

Mit Hilfe dieser Kontrollrechnung wurden die zentrische und exzentrische Einleitung der Beullast innerhalb zulässiger Fehlergrenzen bestätigt.

2. DIE BEULLAST UNTER VERSCHIEDENEN

HAUPTSPANNUNGSVERHÄLTNISSSEN

2.1 ERMITTLUNG DER KRITISCHEN SPANNUNGEN

Durch die geschickte Anordnung der Meßstellen im Taillienbereich der Schale konnten für sämtliche Belastungsformen bei allen Modellen die Beulenbildungen über Dehnungsmessungen exakt erfaßt werden und die entsprechenden kritischen Membranspannungen berechnet und miteinander verglichen werden.

Nachfolgende Tabellen geben die errechneten σ_{11} - und σ_{22} -Spannungen der symmetrischen- (SM) und der Kühler-Modelle (KM) unter Einheitsbelastung an. Die Modelle waren oben und unten eingespannt, am oberen Rand war zusätzlich eine Verschiebung in Meridianrichtung möglich. Folgende Daten wurden zugrunde gelegt :

Elastizitätsmodul	$E = 35000 \text{ kp/cm}^2$
Querkontraktionszahl	$\nu = 0,38$
Wandstärke	$t = 2,0 \text{ mm}$

Modell	Belastung	σ_{11} kp/cm ²	σ_{22} kp/cm ²	σ_{11} : Spannung in Umfangs- richtung in Taillenhöhe σ_{22} : Spannung in Meridian- richtung
SM	$P_R = - 1,0 \text{ kp/cm}$ $q = - 1,0 \text{ kp/cm}^2$	$- 0,76$ $- 93,52$	$- 7,01$ $+ 59,98$	
KM	$P_R = - 1,0 \text{ kp/cm}$ $q = - 1,0 \text{ kp/cm}^2$	$- 0,60$ $- 98,76$	$- 5,51$ $+ 12,27$	

Tafel 2.2.1 : Kritische Spannungen infolge
radialer und zentrisch vertikaler
Einheitsbelastung

Bei den mit ausmittiger Axiallast belasteten Modellen er-
geben sich unter Berücksichtigung der cosinus-förmigen
Randlast mit dem maximalen Einheitswert $P_m = 1000 \text{ kp/cm}$
je nach Exzentrizität zusätzlich zu berücksichtigende
Spannungen :

Modell	Belastung kp/cm	Exzentrizität cm	σ_{11} kp/cm ²	σ_{22} kp/cm ²
SM	$P_m = 1000$	2,5	- 0,50	- 4,62
		9,0	- 1,80	- 16,63
		11,5	- 2,30	- 21,28
KM	$P_m = 1000$	2,5	- 1,02	- 9,43
		9,0	- 3,67	- 33,91
		11,5	- 4,69	- 43,34

Tafel 2.2.2 : Kritische Spannungen infolge
einer kosinusförmig verteilten
Randlast

In den Tabellen der kritischen Spannungsermittlung
(Tafeln 2.2.3 und 2.2.4) wird zunächst der eingestellte
Öldruck (P') der Druckpresse in atü und der vom Queck-
silbermanometer angezeigte Radialdruck (q') in mm Hg
angegeben. P ist die an der Kraftmeßdose gemessene

Mod.	Form	LP	t_{min}	P'	P''	P	ΔP	P_R	P_m	q	$-G_{11}$	$-G_{22}$	$-G_{11}$	$-G_{22}$
											$t=t_{min}$		$t=2.00$	
			mm	atm	mm Hg	kp	kp	kp/cm	kp/cm	kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²
1	sm	1	1.55	17	-	1190	-	6.68	-	-	5.458	50.476	5.311	49.115
		2		14.5	14.5	1015	55.8	6.01		0.0197	6.503	44.149	6.717	49.959
		3		12	20	75	96.1	5.45		0.0340	7.284	19.000	7.675	37.949
		4		12	30	840	115.4	5.37		0.0408	8.501	37.496	8.272	36.874
		5		9	45	630	175.0	4.51		0.0612	9.164	50.121	9.598	29.309
		6		6	60	420	230.7	3.65		0.0916	11.224	22.346	10.921	21.744
		7		-	7	-	242.4	1.62		0.1020	11.625	5.663	11.312	5.510
2	sm	1	1.55	18	-18	1260	-65.2	6.68	-	-0.0245	5.569	62.168	4.064	70.788
		2		15	-	1050	-	5.90		-	5.749	55.158	6.546	60.529
		3		15	15	910	50.0	5.35		0.0177	7.357	47.242	8.411	53.793
		4		10	20	700	76.9	4.36		0.0272	8.284	40.966	8.575	42.405
		5		7	35	490	134.6	3.50		0.0476	9.811	29.959	10.426	31.839
		6		4.5	45	315	175.0	2.74		0.0612	10.048	20.003	11.441	22.777
		7		-	63	-	242.2	1.36		0.0957	12.025	5.458	13.267	6.464
3	sm	1	1.46	13	-	910	-	5.11	-	-	5.289	46.910	6.186	57.209
		2		11	11	770	42.3	4.56		0.0150	6.635	42.438	7.761	49.639
		3		10	20	700	76.9	4.36		0.0272	7.985	39.537	9.340	46.246
		4		6.5	32.5	455	125.0	3.25		0.0442	9.721	29.685	10.558	32.242
		5		4	40	280	153.8	2.43		0.0544	10.668	21.236	11.092	22.079
		6		-	55	-	211.5	1.19		0.0748	10.800	5.264	12.633	6.157
6	sm	1	1.15	8.5	-	595	-	3.34	-	-	4.390	40.600	5.540	51.237
		2		6.5	13	455	50.0	2.85		0.0177	6.598	32.627	8.327	41.175
		3		4.9	19.6	343	75.4	2.35		0.0267	7.416	25.783	9.359	32.538
		4		3.25	26	228	100.0	1.84		0.0354	8.161	18.682	10.299	23.577
		5		-	35	-	134.6	0.75		0.0476	8.726	4.252	11.012	5.366
		6		8	-	560	-	3.14	0.78	-	4.619	42.776	5.829	53.983
		7		5.6	11.2	392	43.1	2.44	0.54	0.0152	6.029	31.277	7.609	39.472
		8		4.5	18	315	69.2	2.16	0.44	0.0245	7.091	26.206	8.149	33.072
		9		3.0	24	210	92.3	1.70	0.29	0.0326	7.720	18.900	9.743	23.852
		10		2.8	28	196	107.7	1.69	0.27	0.0381	8.604	18.307	10.858	23.103
		11		6	-	420	-	2.36	2.10	-	4.414	40.852	5.570	51.555
		12		4.4	8.8	308	33.8	1.92	1.54	0.0120	5.433	31.006	6.856	39.130
		13		3.6	14.4	252	55.4	1.72	1.26	0.0196	6.242	26.226	7.877	33.097
		14		2.6	20.8	182	80.0	1.47	0.91	0.0283	7.104	20.181	8.965	25.468
		15		5.5	-	355	-	2.16	2.46	-	4.381	40.561	5.529	51.188
		16		3.9	7.8	273	30.0	1.70	1.74	0.0106	5.053	29.691	6.377	37.470
		17		3.4	13.6	238	55.4	1.65	1.52	0.0185	6.102	26.694	7.701	33.688
		18		2.5	20	175	6.9	1.41	1.12	0.0272	6.982	20.820	8.811	26.275
		19		2.3	23	161	55.4	1.40	1.03	0.0313	7.571	19.703	9.555	24.865

Tafel 2.2.3 : Kritische Spannungen und Angaben über die Belastung für symmetrische Modelle

Mod.	Form	LP	t _{min}	P'	q'	P	ΔP	P _R	P _m	q	-σ ₁₁	-σ ₂₂	-σ ₁₁	-σ ₂₂
											t=t _{min}		t=2.00	
											kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²
-	-	-	mm	atü	mm Hg	kp	kp	kp/cm	kp/cm	kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²	kp/cm ²
1	km	1	1.85	20	-20	1400	-43.1	9.76		-0.272	3.372	56.416	5.081	56.841
		2		16	-	1120	-	8.05		-	5.180	47.922	5.040	46.630
		3		14	14	940	30.1	7.26		0.0190	6.705	42.972	6.524	41.814
		4		12	24	840	51.7	6.40		0.0326	7.608	37.725	7.403	36.708
		5		8.5	42.5	595	91.5	4.93		0.0578	9.345	28.618	9.093	27.847
		6		5.5	55	385	118.4	3.62		0.0748	10.313	20.560	10.035	20.006
		7		-	72.5	-	156.1	1.12		0.0986	11.247	5.388	10.944	5.243
3	km	1	1.46	19.0	-44.6	1330	-96.2	8.87		-0.0607	-0.082	67.904	-1.149	70.448
		2		14.0	-14	980	-40.2	6.83		-0.0191	2.992	51.015	3.501	60.624
		3		11.5	-	705	-	5.78		-	4.719	43.646	5.520	51.052
		4		10	10	700	21.5	5.18		0.0136	6.068	38.993	7.097	45.493
		5		8.5	17	595	36.6	4.53		0.0231	6.848	33.860	8.010	39.606
		6		6	30	420	64.6	3.48		0.0408	8.359	25.596	9.777	29.939
		7		3.75	37.5	265	100.7	2.47		0.0510	9.910	17.764	10.422	20.778
		8		-	50	-	107.6	0.77		0.0680	9.829	4.709	11.497	5.508
4	km	1	1.47	9	-	630	-	4.53		-	3.667	33.924	4.546	42.055
		2		6.8	13.6	476	29.3	3.63		0.0185	5.425	26.885	6.725	33.328
		3		6.5	15.3	455	32.9	3.27		0.0208	5.630	25.929	6.981	32.152
		4		5	25	350	53.8	2.90		0.0340	6.918	21.185	8.576	26.267
		5		3.25	32.5	228	70.0	2.13		0.0442	7.079	14.115	9.361	18.663
		6		-	42.5	-	91.5	0.66		0.0578	7.810	3.741	9.682	4.638
		7		9.5	-	665	-	4.78	1.65	-	4.762	44.043	6.100	56.413
		8		6.7	13.4	469	28.9	3.58	1.16	0.0182	5.957	32.296	7.632	41.376
		9		5	25	350	53.8	2.90	0.87	0.0340	7.354	25.490	9.422	32.657
		10		3.5	35	245	75.4	2.30	0.61	0.0476	6.542	19.463	10.942	24.932
		11		7.3	-	511	-	3.67	4.56	-	5.491	50.740	7.035	65.006
		12		6	12	420	25.8	3.21	3.75	0.0163	6.739	42.315	8.761	54.846
		13		4.3	21.5	301	46.3	2.49	2.69	0.0292	7.403	31.878	9.484	40.814
		14		6.5	-	455	-	3.27	5.19	-	5.516	50.976	7.067	65.309
		15		4	20	280	43.1	2.32	3.19	0.0272	7.273	33.221	9.318	42.562
		16		3	30	210	64.6	1.97	2.40	0.0408	8.363	26.305	10.714	33.701
6	km	1	1.15	13.8	-32.4	966	-60.8	6.44		-0.0442	-0.906	62.614	-1.143	70.019
		2		12.5	-25	875	-53.3	5.89		-0.0340	0.275	57.238	0.347	72.234
		3		9.5	-9.5	665	-20.5	4.64		-0.0129	2.577	44.638	3.252	56.333
		4		8	-	560	-	4.02		-	4.167	38.546	5.259	48.645
		5		6	12	480	25.8	3.21		0.0163	6.121	30.344	7.725	38.294
		6		4.8	19.2	336	41.3	2.71		0.0261	7.291	25.423	9.201	32.084
		7		2.75	27.5	195	59.2	1.81		0.0374	8.296	16.539	10.470	20.872
		8		1.5	30	105	64.6	1.21		0.0408	8.269	10.815	10.346	13.649
		9		-	35	-	75.4	0.54		0.0476	8.618	4.184	10.876	5.280
		10		-2	40	-140	6.1	-0.39		0.0544	8.941	-4.852	11.284	-6.123
		11		-4.25	42.5	-298	91.5	-1.48		0.0578	8.394	-15.396	10.593	-19.430
		12		-5	40	-350	6.1	-1.89		0.0544	7.377	-19.308	9.310	-24.367
		13		-8.8	35.2	-616	75.8	-3.15		0.0479	4.202	-38.192	5.303	-48.198
		14		7.5	-	525	-	3.77	1.30	-	4.838	44.739	6.106	56.460
		15		5.5	11	385	23.7	2.94	0.95	0.0150	6.294	34.119	7.943	43.058
		16		4.4	17.6	308	37.9	2.48	0.76	0.0239	7.230	28.343	9.124	35.769
		17		2.5	25	175	53.8	1.65	0.43	0.0340	7.853	17.892	9.911	22.580
		18		5.5	-	385	-	2.77	5.44	-	5.323	49.198	6.718	62.688
		19		4.25	8.5	297.5	18.3	2.27	2.66	0.0116	6.235	39.029	7.869	49.255
		20		3.7	14.8	259	31.9	2.09	2.31	0.0201	7.274	34.160	9.180	43.993
		21		2.3	23	161	49.5	1.52	1.44	0.0313	7.966	23.314	10.053	29.422
		22		4.8	-	336	-	2.41	3.83	-	5.242	48.447	6.615	61.140
		23		4	8	280	17.2	2.13	5.19	0.0109	6.365	41.324	8.033	52.151
		24		3.5	14	245	30.1	1.98	2.80	0.0190	7.317	36.943	9.234	46.685
		25		2.25	22.5	157.5	48.4	1.48	1.80	0.0306	8.076	25.389	10.187	32.041

Tafel 2.2.4 : Kritische Spannung und Angaben über die Belastung für Kühlermodelle

Axialkraft in kp (1 atü = 70 kp). ΔP ist die zusätzliche Axialkraft, hervorgerufen durch den hydrostatischen Außen- oder Innendruck auf dem oberen Deckel. P_R ist die in Richtung der Meridiantangente wirkende Randlast in kp/cm. Sie resultiert aus dem Anteil der Axiallast P und der Zusatzlast ΔP . q gibt den auf die Schale wirkenden Außen- oder Innendruck in kp/cm^2 an. In den Tafeln 2.2.3 und 2.2.4 ist zusätzlich der Wert P_m in kp/cm angegeben. P_m stellt den Maximalwert einer kosinusförmigen Randlastverteilung dar (Bild 2.2.1). Auf diese Weise wird die Ausmittigkeit der Axialkraft berücksichtigt.

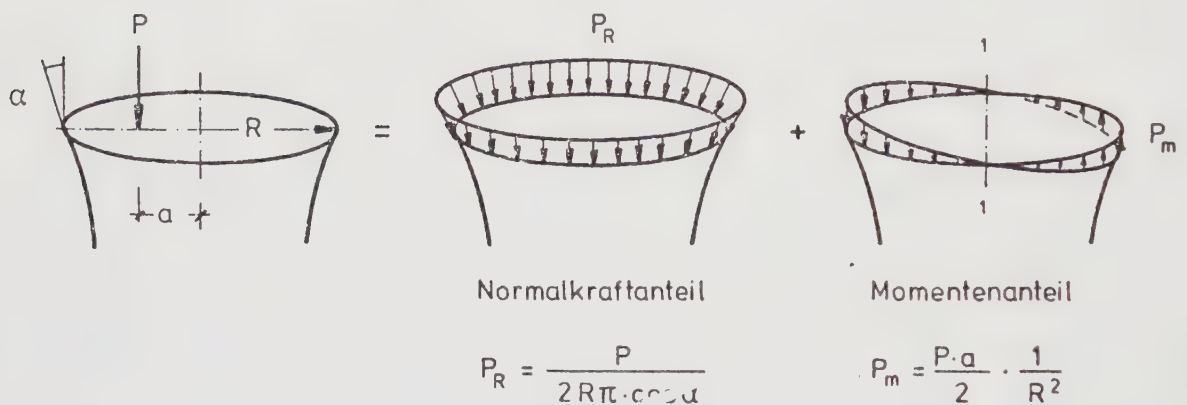


Bild 2.2.1 : Aufspaltung der exzentrischen Axialdruckbelastung in symmetrischen und antisymmetrischen Anteil

Die kritischen Spannungen auf die geringste Wandstärke $t_{\min}$ zu beziehen, ist zu ungenau, da diese Dicke nur in einem Punkt existiert, die erste Beule jedoch in einem Bereich entsteht. Aus diesem Grunde ist es naheliegend, die kritischen Spannungen auf die in Tafel 1.8.1 angegebenen, gemittelten Wandstärken t_B und aus Vergleichsgründen sämtliche Ergebnisse auf $t = 2,0 \text{ mm}$ zu beziehen.

2.2 DIE EXPERIMENTELL ERMITTELTEN, KRITISCHEN SPANNUNGEN IM VERHÄLTNIS ZU DEN BEULSPANNUNGEN NACH DER LINEAREN STABILITÄTSTHEORIE

Anhand eines elektronischen Rechenprogrammes wurden für ein Kühlermodell und ein symmetrisches Modell mit der Wandstärke $t = 2,0 \text{ mm}$ und den Materialkennwerten $E = 35000 \text{ kp/cm}^2$ und $\nu = 0,38$ für einige Lastfälle die kritischen Beulspannungen in Taillenhöhe nach der linearen Stabilitätstheorie (/38/) errechnet. Die geometrischen Daten des Rechenmodelles entsprachen den Daten der im Versuch verwandten Modellkörper.

Bild 2.2.2 zeigt beide kritischen Beulspannungskurven, dabei ist deutlich zu erkennen, daß die Beullast bei Kühlermodellen größer ist als bei symmetrischen Modellen. Für beide Schalentypen wurden bei den Versuchen gleichgroße kritische Spannungswerte festgestellt. Beim Vergleich mit den Ergebnissen nach der linearen Stabilitätstheorie ergibt sich für die symmetrischen Schalen eine große Abweichung der Versuchswerte von den rechnerischen Ergebnissen. Während für Kühlerschalen die experimentell ermittelten Werte unterhalb der theoretischen Beulspannungskurve liegen, ergibt die Rechnung für symmetrische Schalen geringere Beulspannungen.

Als einheitliche Bezugskurve der kritischen Spannungen wurde für beide Modellformen die theoretische Beulspannungskurve der Kühlermodelle gewählt.

In den Bildern 2.2.3 und 2.2.4 werden die Versuchsergebnisse und die theoretische Kombinationskurve dargestellt. Auf der Abszisse sind die Verhältnisse der Spannungen in Umfangsrichtung ($G_{11} \text{ Versuch} / G_{11} \text{ 1T}$) und auf der Ordinate die Verhältnisse der Spannungen in Meridianrichtung ($G_{22} \text{ Versuch} / G_{22} \text{ 1T}$) aufgetragen. Dabei sollen '1T' als Abkürzung für lineare Theorie, und 'Versuch' als Abkürzung für Versuchsergebnis verwendet werden. Sämtliche Versuchsergebnisse liegen nahezu unterhalb der Kombinationskurve. Die Abweichungen von dieser Kurve sind vor allem auf Störungen bei der Versuchsdurchführung und auf Formfehler der Schale zurückzuführen.

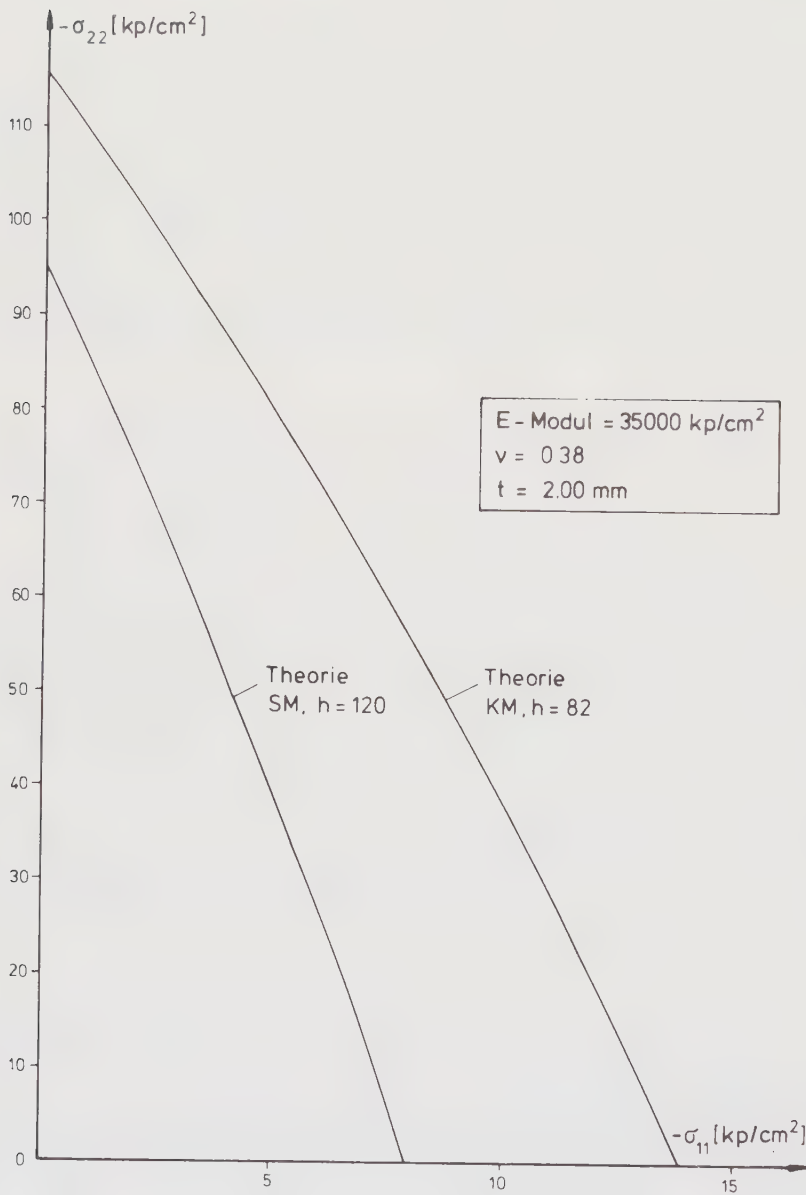


Bild 2.2.2 : Beulspannungskurven für Kühler - und symmetrische Modelle nach der linearen Stabilitätstheorie

σ_{11} : Spannung in Umfangsrichtung in Taillenhöhe

σ_{22} : Spannung in Meridianrichtung

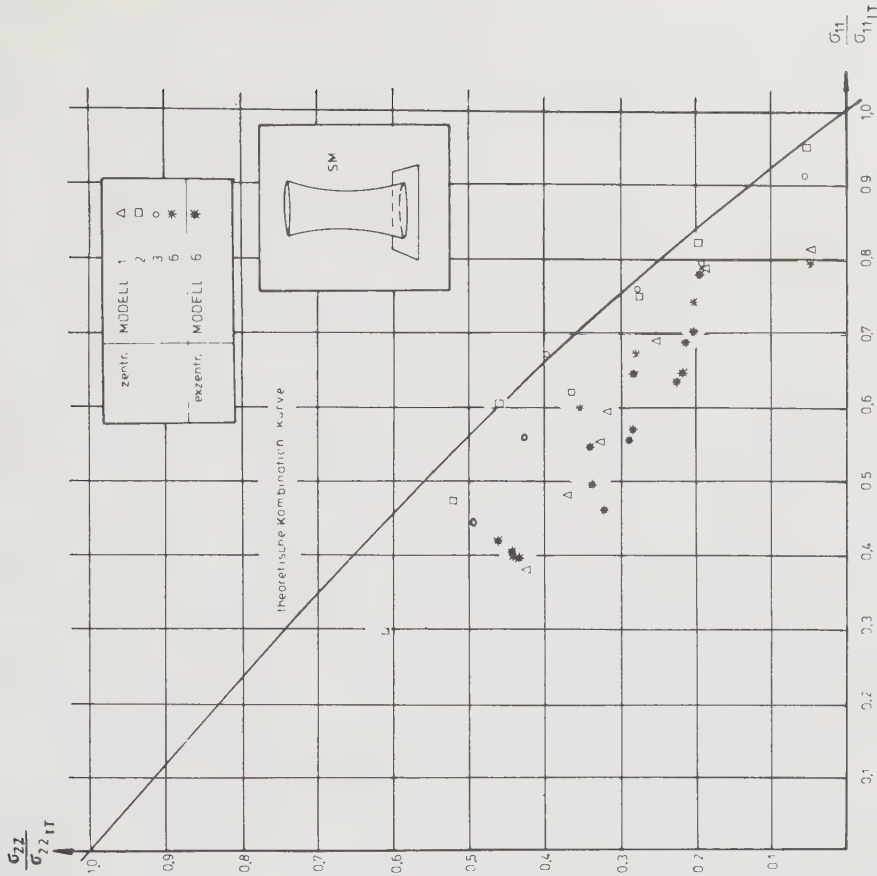


Bild 2.2.4 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ exzentrisch) für symmetrische Modelle mit theoretischer Kombinationskurve (Abkürzungen siehe Seite 41)

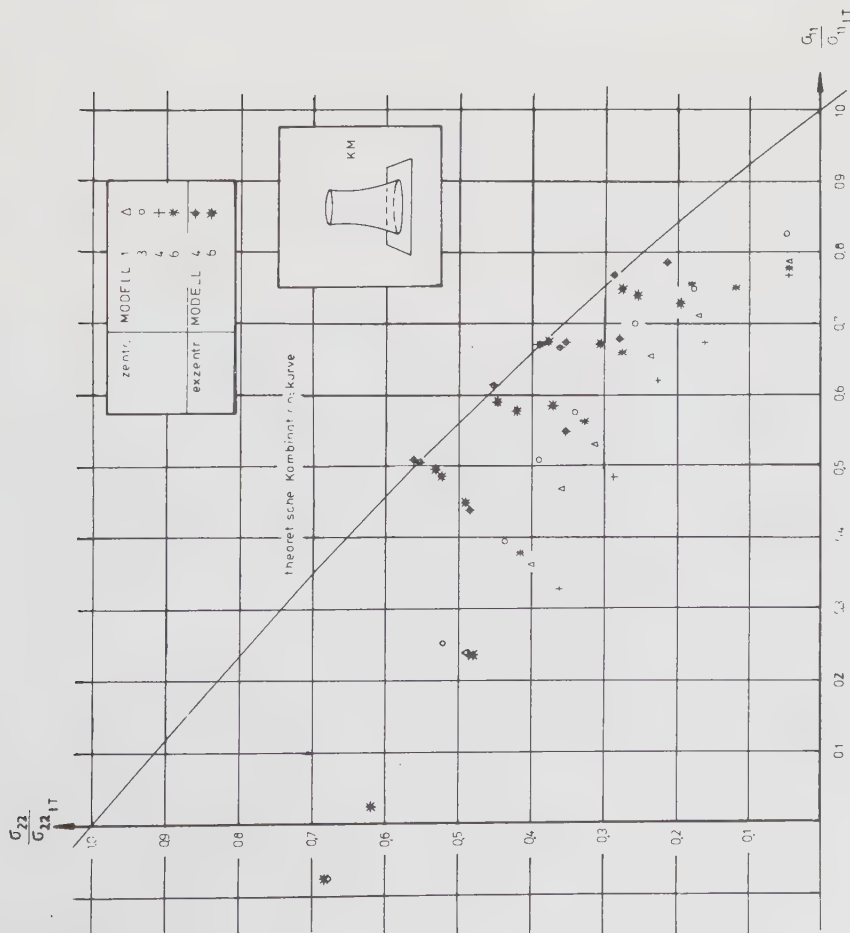


Bild 2.2.3 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ exzentrisch) für Kühlermodelle und theoretische Kombinationskurve (Abkürzungen siehe Seite 41)

2.3 BERECHNUNG VON ABMINDERUNGSBEIWERTEN ZUR BERÜCKSICHTIGUNG AUFTRETENDER MOMENTE

Die schon bei geringer Belastung festgestellten Momente werden hervorgerufen durch die geometrische Abweichung von der exakten Schalenform. Diese Abweichung - auch Vorbeule genannt - verringert die Größe der Beullast. Es wurde daher der von Mungan bei seiner Kreiszylinderschalenuntersuchung eingeschlagene Weg (/37/) in der Versuchsauswertung übernommen, d.h. es wurde versucht, den Einfluß der anfänglichen Biegemomente durch einen Abminderungsbeiwert zu erfassen. Aus der für Kühler- und symmetrische Modelle getrennt geführten Ermittlungen eines Beiwertes zur Abminderung der Beullast in Abhängigkeit von der Belastungsart des Modelles und dem Verhältnis der Biegemomente zu den Normalkräften ergaben sich zwei verschiedene Bilder für die Abminderung, die hier auch getrennt gezeigt werden. Die Entstehung dieser Bilder läuft jedoch parallel, so daß nur anhand der Ergebnisse der Kühlerschalen die Bildung der Abminderungsfaktoren erklärt wird.

Bei der Verbindung eines jeden Versuchspunktes in Bild 2.2.3 mit dem Nullpunkt des Koordinatenkreuzes, bilden die einzelnen Radiusvektoren mit der Abszissenachse einen Winkel

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_{22} G_{11}}{G_{11} G_{22}} \frac{1}{1} \quad (\text{Abkürzungen siehe Seite 41})$$

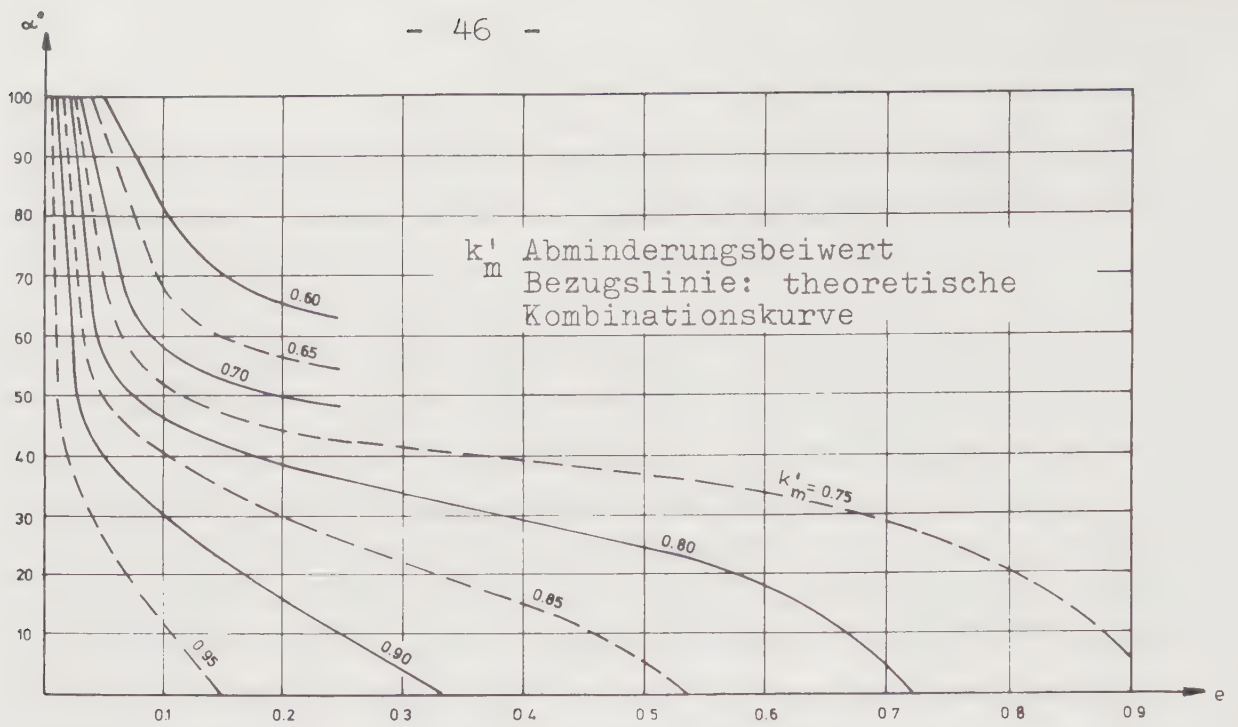
Dieser Winkel α stellt ein bestimmtes Maß der Belastungsart, d.h., das Verhältnis der Hauptspannungen dar. Für $\alpha = 47,2^\circ$ bekommt man den Wert für reinen Axialdruck, für $\alpha = 3,3^\circ$ das Ergebnis für reinen Radialaußendruck. Für $\alpha = 90^\circ$ ist $G_{11} = 0$. Ergebnisse mit nahezu $G_{11} = 0$ werden bei dem Lastfall Axialdruck : Innendruck = 1 atü : 2 mm Hg erreicht. Die Momente werden durch den Quotienten

$$e = \frac{SMS + SMW}{SNS + SNW} \quad \text{eingeführt. Die hier verwandten Abkürzungen SMS, SMW, SNS und SNW werden auf Seite 29 erläutert.}$$

Die SMS-, SMW-, SNS- und SNW-Werte werden aus den teilweise in den Bildern 2.1.1 bis 2.1.7 dargestellten Kurven entnommen. Da die Momentenspannungskurven bis zu einem Drittel der Beullast linear verlaufen, werden die SMS- und die SMW-Werte bei $1/3$ der Beullast zugrundegelegt. Für die Bestimmung der Beullast wurde diejenige Meßstelle gewählt, die im Bereich der Beule lag.

Bei der Verlängerung der Verbindungsgeraden der Versuchspunkte mit dem Koordinatenursprung schneidet der erweiterte Radiusvektor die theoretische Kombinationskurve. Das Verhältnis der beiden Vektorlängen gibt den Faktor des Abminderungsbeiwertes k'_m für einen bestimmten Winkel α an, d.h., für ein bestimmtes Hauptspannungsverhältnis. Dieser Vorgang wurde für jeden Versuch durchgeführt. Nach der Aufteilung der Winkelbereiche und dem Ausgleich der Abminderungsbeiwerte entstand Bild 2.2.5 für Kühlermodelle und Bild 2.2.6 für symmetrische Modelle [vgl. Tabellen 3 und 4 (Anhang)]. Beide Bilder zeigen die gleiche Tendenz. Mit steigendem Axialdruck nimmt der Einfluß der Formfehler und Störungen auf die Beullast zu. Beim Lastfall Axialdruck mit $\alpha \approx 48^\circ$ bewirken schon kleine Formfehler ($e < 0,05$) eine Abminderung der Beulspannungen um 13 - 15 %. Eine weitere Steigerung der Axiallast mit kombiniertem Innendruck ($\alpha > 48^\circ$) ruft bei sehr kleinen Formfehlern ($e < 0,05$) eine nahezu linear verlaufende Zunahme des Abminderungsfaktors hervor. Der Unterschied nimmt zu bei größeren Formfehlern ($e > 0,1$).

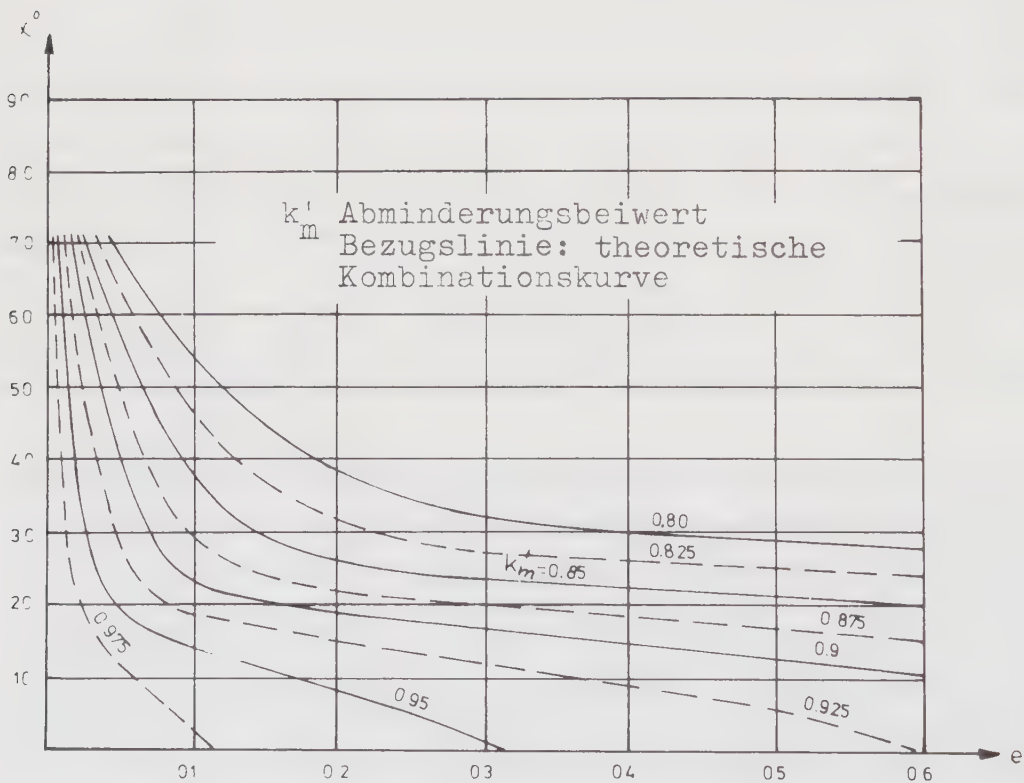
Aus Bild 2.2.7 für Kühlermodelle und Bild 2.2.8 für symmetrische Modelle wird die große Abweichung der Versuchsergebnisse von der theoretischen Kombinationskurve durch die Berücksichtigung der Momente reduziert. Für die Außendruckbelastung werden im Mittel die Versuchsergebnisse nach der Korrektur auf die Werte der linearen Stabilitätstheorie angehoben. Die vorwiegend aus Axialdruck und Axialdruck mit Außendruck ermittelten Versuchsergebnisse liegen bei beiden Modellarten (SM und KM) größtenteils weit unter der Kombinationskurve.



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\tilde{\sigma}_{22} \cdot \tilde{\sigma}_{11,IT}}{\tilde{\sigma}_{22,IT} \cdot \tilde{\sigma}_{11}}$$

$$e = \frac{|SMS| + |SMW|}{|SNS| + |SNW|} \quad (\text{s. Seite 44})$$

Bild 2.2.5 : Beiwerte k'_m zur Abminderung der Beulspannungen mit Berücksichtigung der Momente (für KM)



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\tilde{\sigma}_{22} \cdot \tilde{\sigma}_{11,IT}}{\tilde{\sigma}_{22,IT} \cdot \tilde{\sigma}_{11}}$$

$$e = \frac{|SMS| + |SMW|}{|SNS| + |SNW|} \quad (\text{s. Seite 44})$$

Bild 2.2.6 : Beiwerte k'_m zur Abminderung der Beulspannungen mit Berücksichtigung der Momente (für SM)

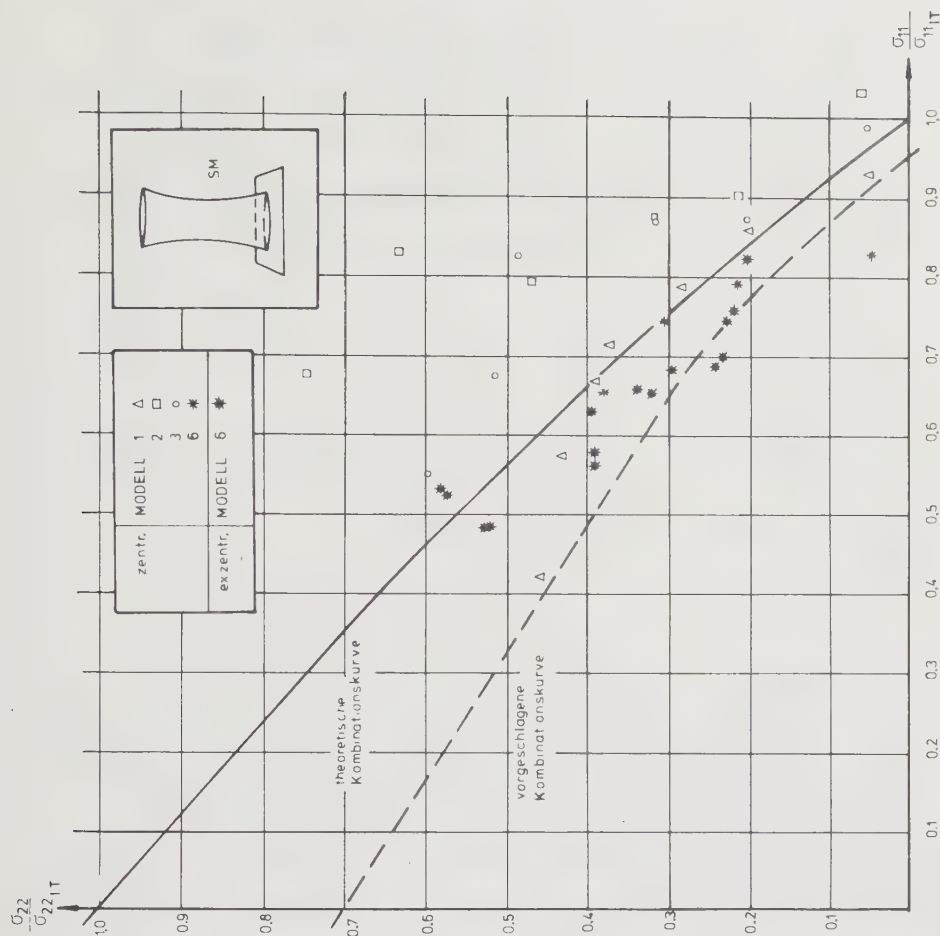


Bild 2.2.2.8 : Versuchsergebnisse (zentrisch/exzentrisch) für symmetrische Modelle nach der Korrektur mit den Abminderungsbeiwerten von Bild 2.2.6 und vorgeschlagene Kombinationskurve (Abkürzungen siehe Seite 41)

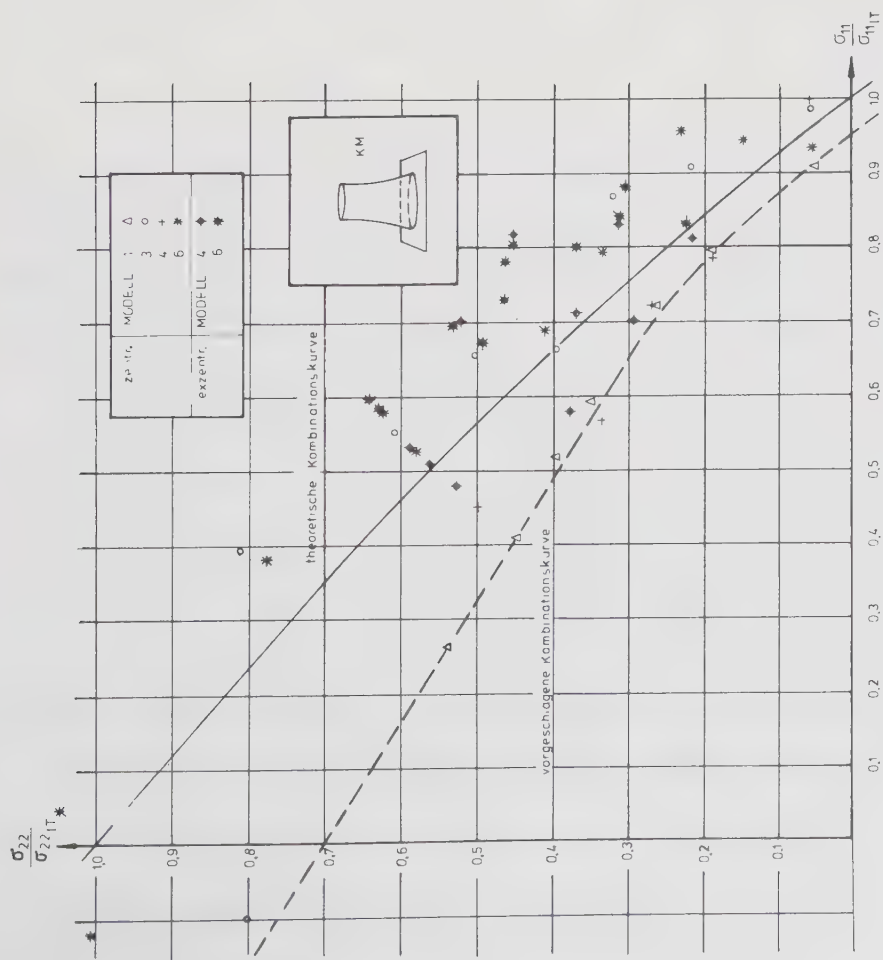


Bild 2.2.2.7 : Versuchsergebnisse (zentrisch/exzentrisch) für Kühlermodelle nach der Korrektur mit den Abminderungsbeiwerten von Bild 2.2.5 und vorgeschlagene Kombinationskurve (Abkürzungen siehe Seite 41)

Die Ursache der Abweichungen ist vorwiegend versuchs-technischer Art. Ein Nachregulieren des Außendruckes durch die elektrische Luftpumpe, eine erforderliche Korrektur der vertikalen Belastung oder Erschütterungen in der Rahmenkonstruktion der Prüfmaschine bewirken eine Änderung der Beullast.

2.4 DIE BEULSPANNUNGSKURVE (INTERAKTIONSDIAGRAMM)

NAHEZU FORMFEHLERFREIER ROTATIONSSCHALEN
UNTER BERÜCKSICHTIGUNG ÄUSSERER, NICHT
ERFASSBARER STÖRUNGEN

Da einige Versuchspunkte nach der Abminderung noch unter der theoretischen Kombinationskurve liegen, wird eine neue Kombinationskurve vorgeschlagen, die durch die am niedrigsten liegenden Punkte verläuft (Bilder 2.2.7 und 2.2.8). Diese neue Kurve berücksichtigt nicht nur die durch Formfehler bedingten Momente, sondern auch den Einfluß von nicht erfaßbaren Störungen. Aus einer Vielzahl von untersuchten Kurven wurde die als "vorgeschlagene Kombinationskurve" bezeichnete Kurve zur Überprüfung der Beulsicherheit ausgewählt.

Wenn man die Radiusvektoren der einzelnen Versuchswerte auf die Radiusvektoren der einzelnen Punkte der vorgeschlagenen Kombinationskurve bezieht, dann sind diese Verhältniswerte der oberhalb und unterhalb der Kurve liegenden Punkte größer oder kleiner als 1,00. Der errechnete Mittelwert aller bezogenen Vektoren ergibt 0,990 für symmetrische Modelle entsprechend Bild 2.2.9 und 0,992 für Kühlermodelle entsprechend Bild 2.2.10. Wie bei der theoretischen Kombinationskurve wird auch bei dieser neuen Kurve der Einfluß der Momente auf die Beulspannungen durch Abminderungsbeiwerte untersucht. Bei dem Versuch, Hilfskurven analog zu den Bildern 2.2.5 und 2.2.6 zu ermitteln, stellte sich heraus, daß für die Kühlermodellergebnisse der Abminderungsbeiwert von dem Hauptspannungsverhältnis unabhängig war.

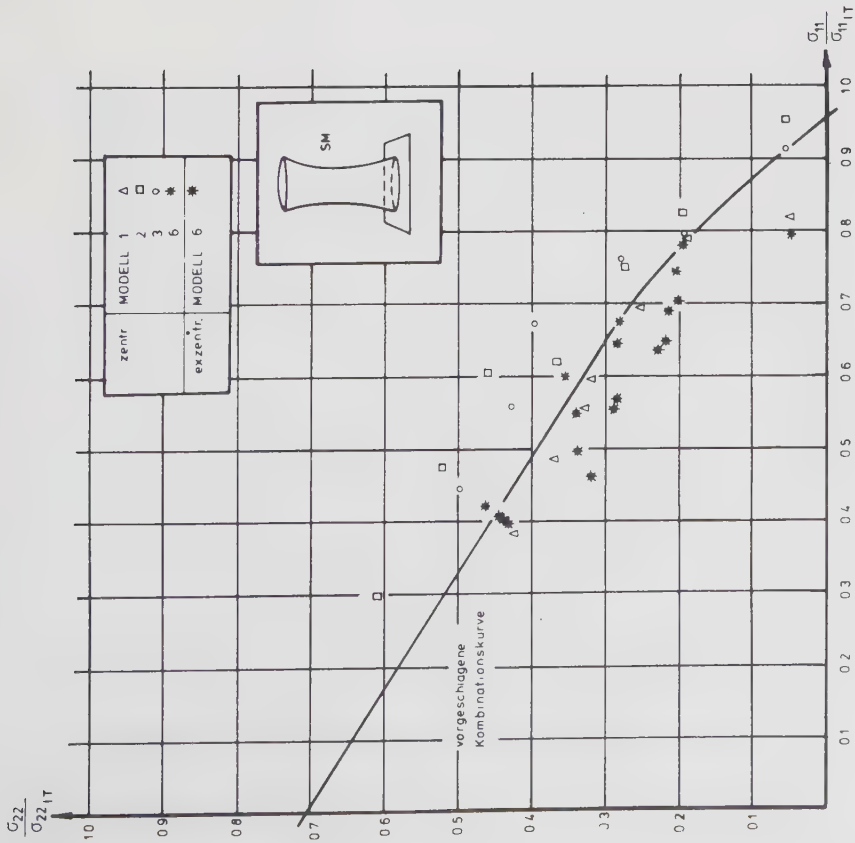


Bild 2.2.9 : Versuchsergebnisse (zentrisch/exzentrisch) für symmetrische Modelle mit vorgeschlagener Kombinationskurve
(Abkürzungen siehe Seite 41)

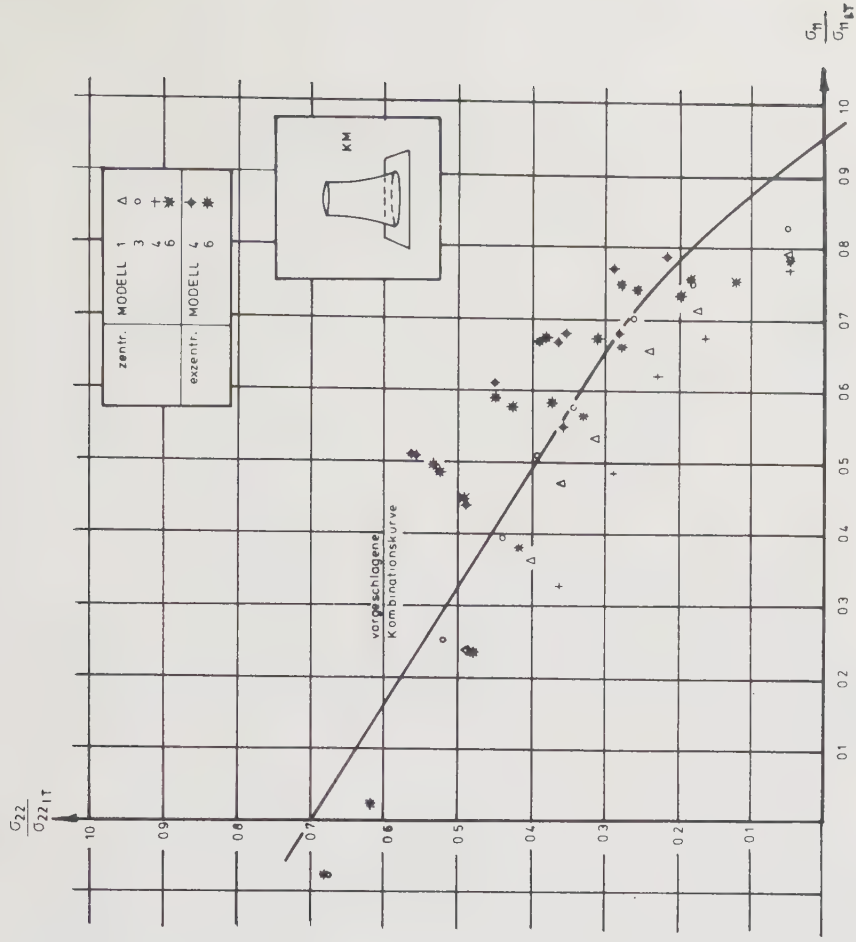


Bild 2.2.10 : Versuchsergebnisse (zentrisch/exzentrisch) für Kühlermodelle mit vorgeschlagener Kombinationskurve
(Abkürzungen siehe Seite 41)

Von $e = 0$ bis $e = 1,0$ nahm der Abminderungsbeiwert von 0,95 bis 0,80 linear ab. Für die Abminderung der Beulspannungen konnte daher der Faktor

$$K_m = 0,95 - 0,15 \cdot e \quad (\text{für KM-Ergebnisse})$$

(Bezugslinie: vorgeschlagene Kombinationskurve)

angesetzt werden mit $e = \frac{/SMS/ + /SMW/}{/SNS/ + /SNW/}$ (Abkürzungen siehe Seite 29)

Der Abminderungsbeiwert für symmetrische Modelle war unabhängig von dem Hauptspannungsverhältnis und von den durch Formfehler bedingten Störungen. Der Abminderungsfaktor konnte bei dieser Modellform als nahezu konstant ermittelt werden

$$K_m = 0,95 \quad (\text{für SM-Ergebnisse})$$

(Bezugslinie: vorgeschlagene Kombinationskurve)

mit $e = \frac{/SMS/ + /SMW/}{/SNS/ + /SNW/}$ (Abkürzungen siehe Seite 29)

Die Bilder 2.2.11 und 2.2.12 zeigen die entsprechend abgeminderten Versuchsergebnisse. Der Mittelwert der korrigierten Versuchsergebnisse beträgt jetzt für KM-Ergebnisse 1,087, für SM-Ergebnisse 1,046.

Die vorgeschlagene Kombinationskurve oder Interaktionskurve kann aufgrund der nach der Abminderung gegebenen Sicherheit als kritische Beulspannungskurve für beide Modellformen angesehen werden.

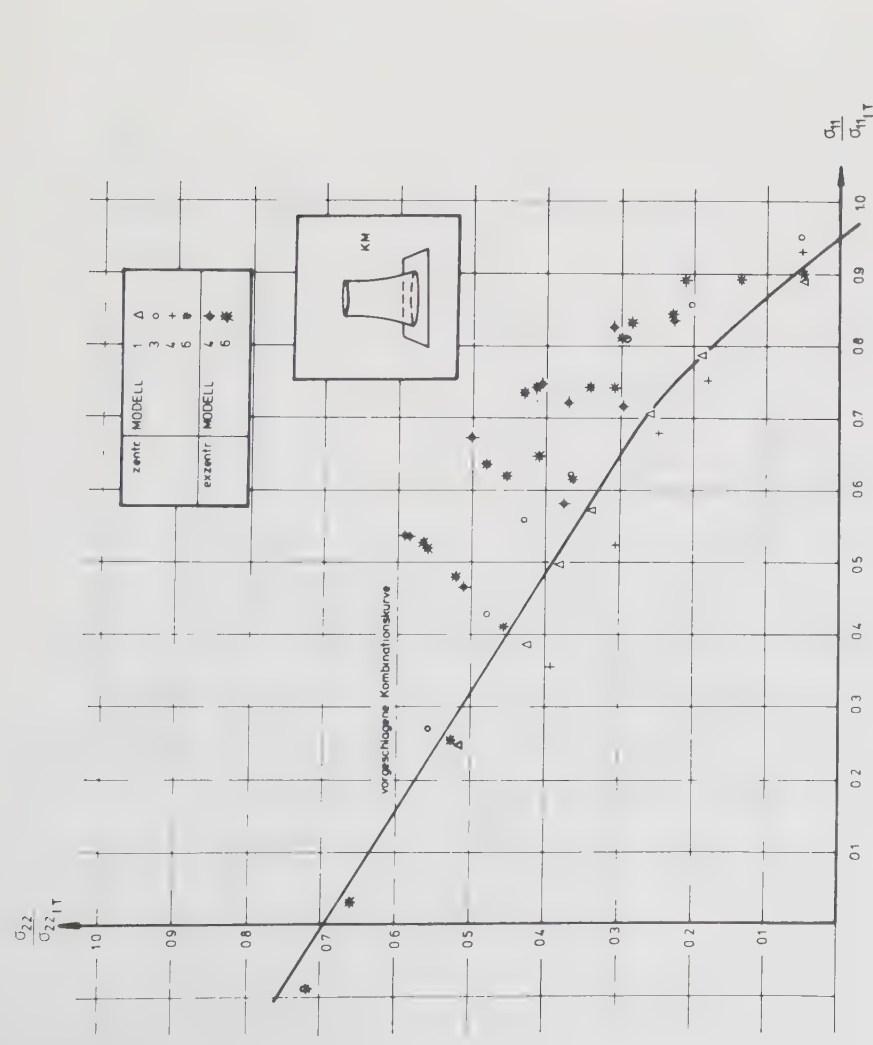


Bild 2.2.11 : Vorgeschlagene Kombinationskurve mit Versuchsergebnissen (zentrisch/exzentrisch) für Kühlermodelle nach der Korrektur mit den Abminderungsbeiwerten gemäß der Formel $K_m = 0,95 - 0,15 \cdot e$ (Abkürzungen siehe Seiten 41 u. 50)

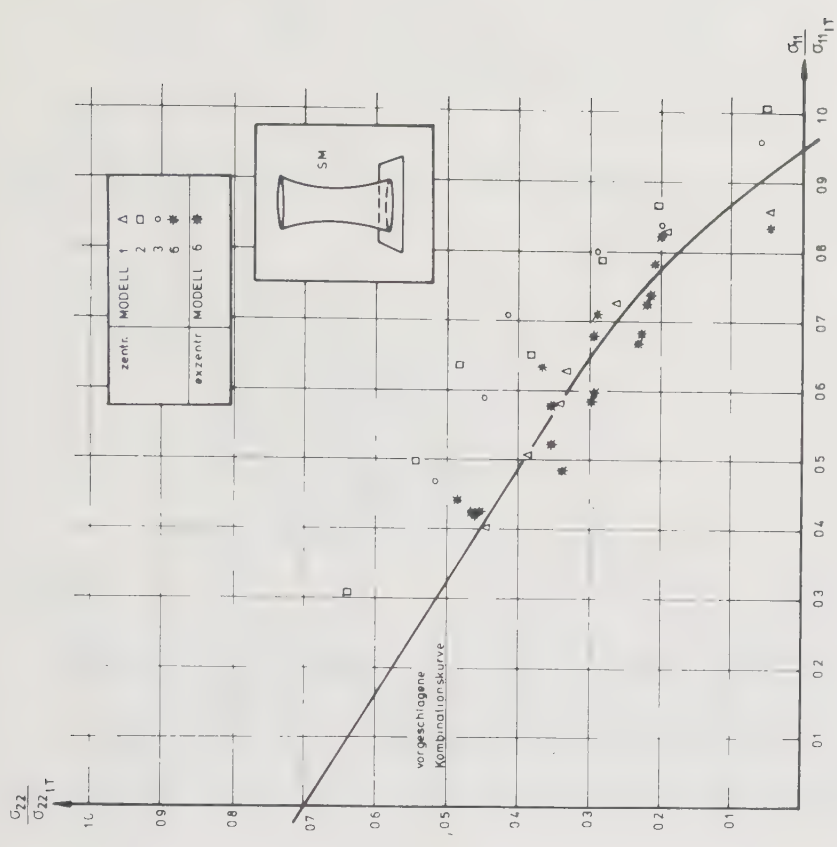


Bild 2.2.12 : Vorgeschlagene Kombinationskurve mit Versuchsergebnissen (zentrisch/exzentrisch) für symmetrische Modelle nach der Korrektur mit den Abminderungsbeiwerten gemäß der Formel $K_m = 0,95$ (Abkürzungen siehe Seiten 41 u. 50)

3. DARSTELLUNG DER MESSERGEBNISSE UNTER BERÜCKSICHTIGUNG DER SCHALLENGEOMETRIE UND DER KRITISCHEN BELASTUNGS- UND SPANNUNGSWERTE

Eine Alternative in der Darstellung der Versuchsergebnisse soll anhand der Beulformel

$$PU_k = \gamma E \frac{t^2}{R_{11} R_{22}} \quad \text{mit } \begin{array}{ll} PU_k & : \text{ krit. Radialbelastung} \\ t & : \text{ Schalenstärke} \\ \gamma & : \text{ Beulbeiwert} \\ E & : \text{ Elastizitätsmodul} \\ R_{11} & : \text{ Krümmungsradius in} \\ & \text{ Umfangsrichtung in} \\ & \text{ Taillenhöhe} \\ R_{22} & : \text{ Meridiankrümmung} \end{array} \quad (2.3.1)$$

gegeben werden. Der Beulbeiwert γ wird dargestellt in Abhängigkeit des kritischen Hauptspannungsverhältnisses $\varphi = \sigma_{22}/\sigma_{11}$. Die kritischen Spannungen σ_{11} und σ_{22} und die kritische Belastung PU_k werden den Tafeln 2.2.3 und 2.2.4 entnommen.

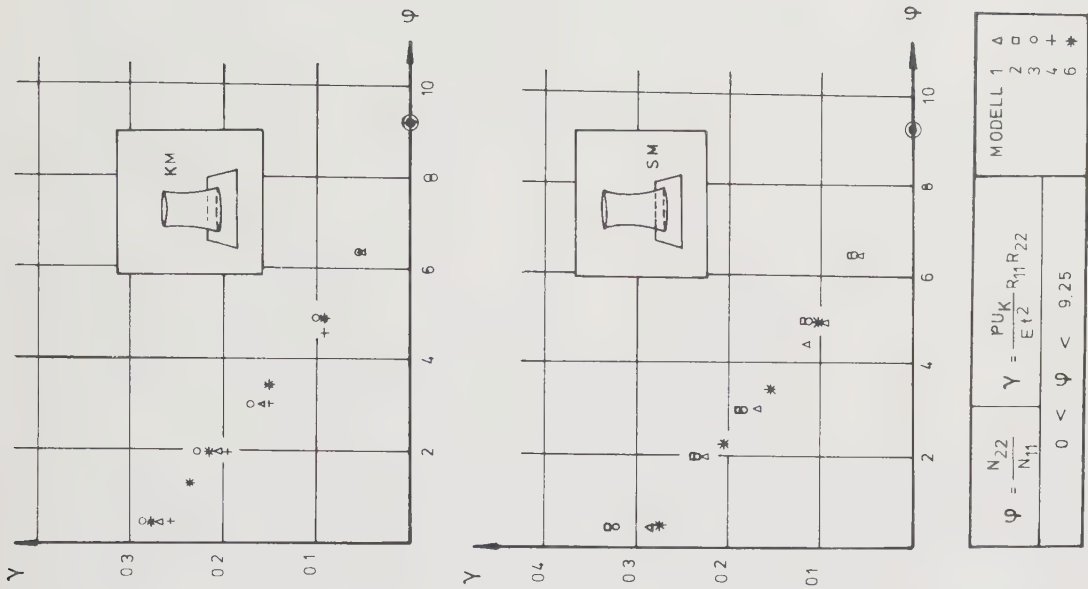
Bild 2.3.1 zeigt die Versuchsergebnisse für Belastungen der Modelle 4 und 6 mit exzentrischer Axialkraft. Die Ergebnisse liegen so konzentriert beieinander, daß sich kein Einfluß der ausmittig angreifenden Axialkraft zeigt. Bild 2.3.2 gibt die Versuchswerte für die beiden Modellformen (KM und SM) mit zentrischer Axialdruckkraft wieder.

$\gamma = 0$ liefert für $\varphi = \frac{\sigma_{22}}{\sigma_{11}}$ für beide Modellformen

das Verhältnis der Krümmungsradien :

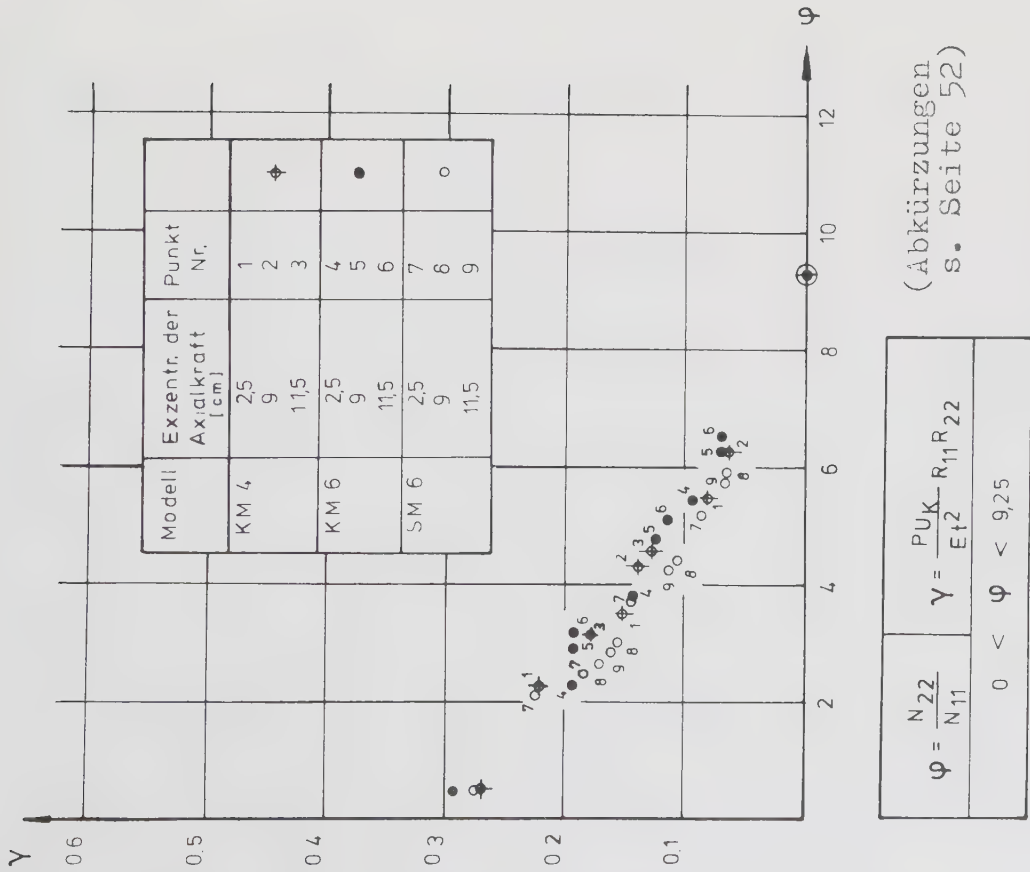
$$\varphi = \frac{\sigma_{22}}{\sigma_{11}} = \frac{R_{22}}{R_{11}} = \frac{1,85}{0,20} = 9,25$$

Ein Einfluß sowohl der Modellformen (SM oder KM) als auch der verschiedenen Ausmittigkeiten der Axialkraft auf die Beullast kann am Bild 2.3.3, in dem die Ergebnisse für den Bereich $0 < \varphi < 9,25$ wiedergegeben sind, nicht festgestellt werden. Die Streuung der Ergebnisse ist so gering, daß eine Ausgleichskurve ermittelt werden kann, die anhand



(Abkürzungen
s. Seite 52)

Bild 2.3.2 : Versuchsergebnisse mit zentrischer Axialdruckkraft für Kühler- und symmetrische Modelle (für den Bereich : $0 < \varphi < 9,25$)



(Abkürzungen
s. Seite 52)

Bild 2.3.1 : Versuchsergebnisse mit exzentrischer Axialdruckkraft für Kühler- und symmetrische Modelle (für den Bereich : $0 < \varphi < 9,25$)

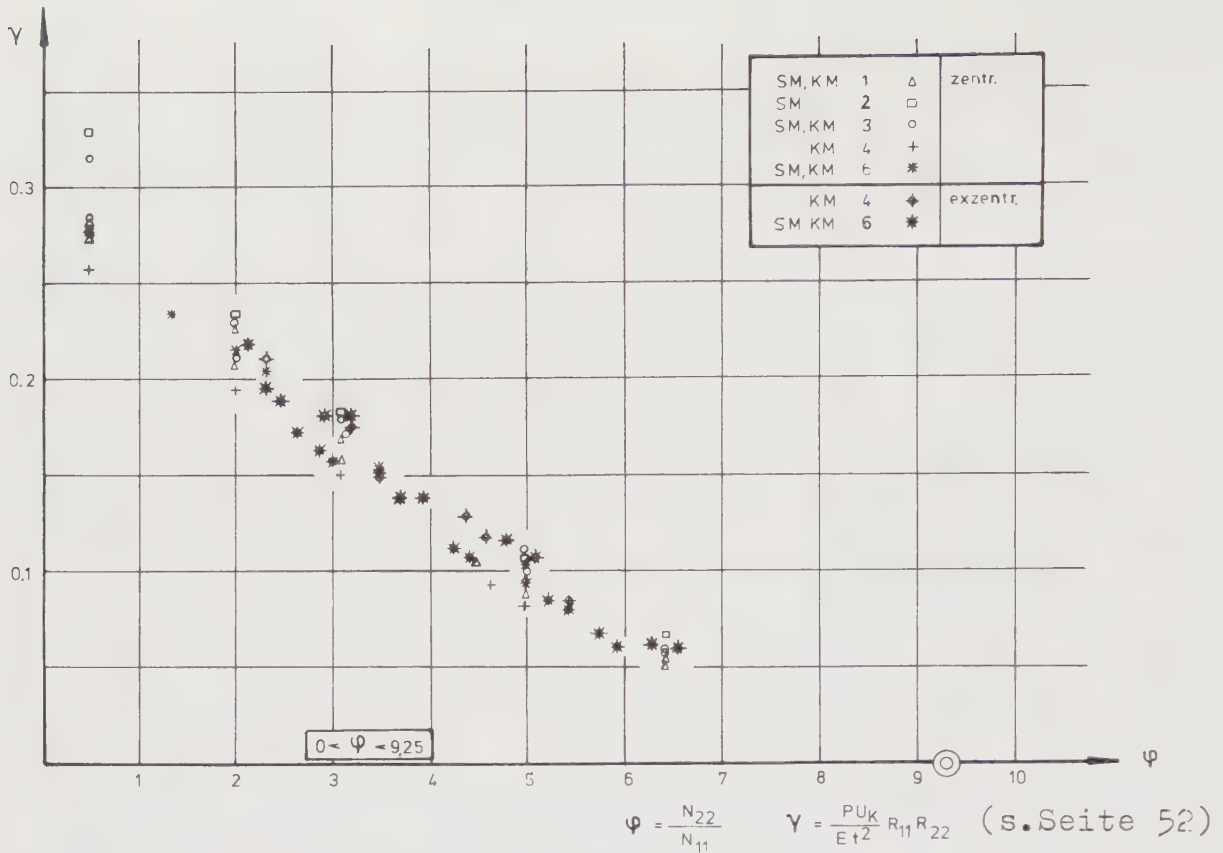


Bild 2.3.3 : Versuchsergebnisse (zentrisch und exzentrisch) für Kühler- und symmetrische Modelle für den Bereich : $0 < \psi < 9,25$

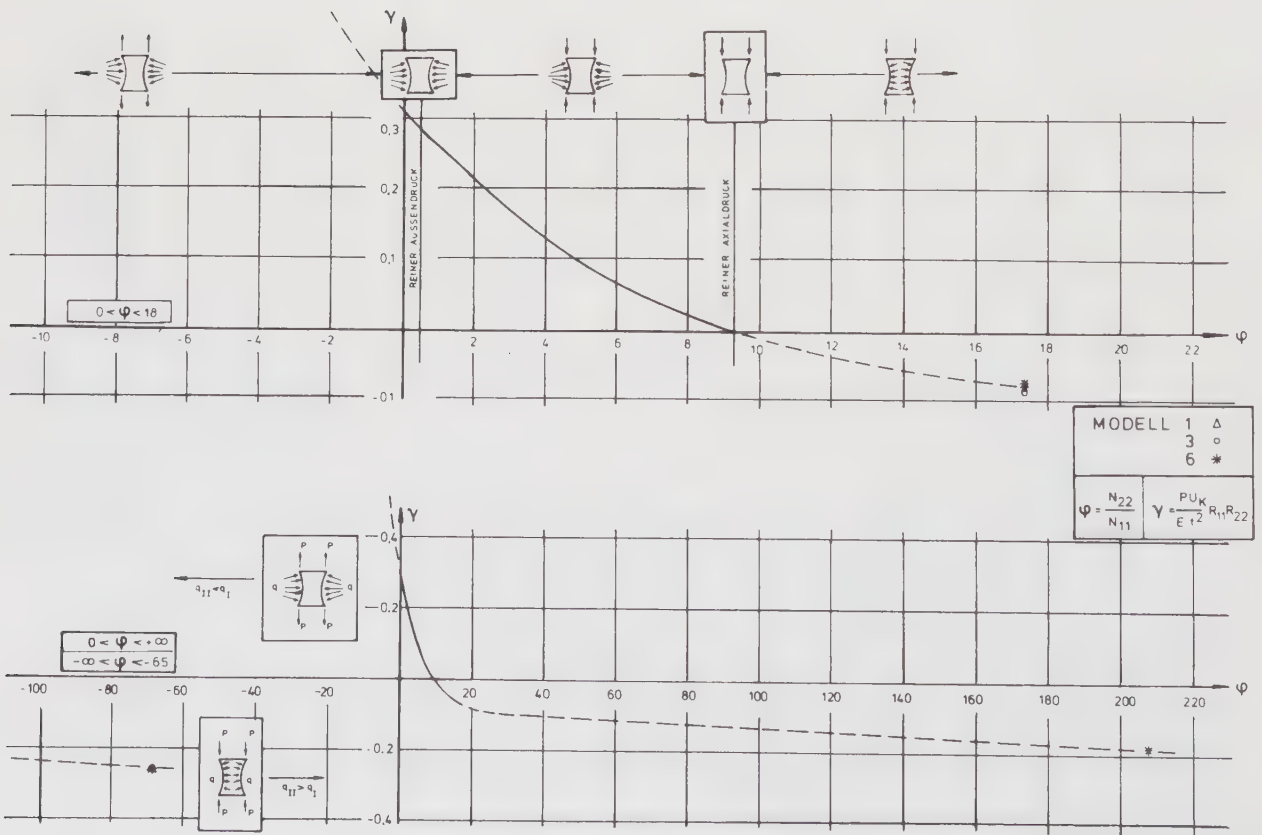


Bild 2.3.4 : Versuchsergebnisse (zentrisch und exzentrisch) für Kühler- und symmetrische Schalen als Darstellung von $\psi = f(\gamma)$

von Bild 2.3.4 bei der Berücksichtigung der gesamten Ergebnisse den angegebenen Verlauf aufzeigt. Der stetige Verlauf der Kurve wird innerhalb des Bereiches - $60 < \varphi < 0$ unterbrochen, da mit zunehmendem Axialzug bei gleichzeitiger Radialaußenbelastung und mit zunehmendem Innendruck bei gleichzeitiger Axialdruckbelastung die Tragfähigkeit des Modelles schwindet und die Modellschale zerbricht.

4. DIE BEULFIGUR UND IHRE DURCHBIEGUNGSMESSUNG IM TAILLENBEREICH DER SCHALE

Die gesamte Versuchsreihe zeigt, daß die Beullast maßgeblich durch die Schalendicke beeinflußt wurde, und zwar entstand die erste Beule immer im Taillenbergbereich an den Stellen der Schale, an denen die Dicke unmittelbar in der Nähe eines Meßpunktes am geringsten war. Die über Dehnungsmeßstreifen angezeigten Dehnungen zeigten für diesen Punkt für die Außen- und Innenseite der Schale die größten Unterschiede von Beginn eines jeden Versuches an. Es entstand zunächst eine tiefe Beule, die sich zu einem Beulmuster im Taillenbergbereich fortpflanzte, wenn eine verhältnismäßig konstante Wandstärke im Taillenumfang gegeben war. Dieses Kriterium trifft vorwiegend für das Modell 4 (KM) und für das Modell 5 (KM und SM) zu, wobei das Modell 5 (KM, SM) wegen seiner geringen Wandstärke von 0,6 mm nur für Beobachtungen von Beulfiguren herangezogen wurde. Bei den restlichen Modellen 1 bis 3 und 6 wurde die Belastung nur bis zum Sichtbarwerden der ersten Beule erhöht, da schon Nachbarpunkte des Beulzentrums Wandstärkenabweichungen von 15 - 20 % zeigten und damit vor dem Entstehen des gesamten Beulmusters in Umfangsrichtung mit einem Bruch der Schale in unmittelbarer Nähe der ersten Beule zu rechnen war.

Die Anzahl der Beulen - fünf bis sechs Beulen im Taillenumfang - blieb bei allen kombinierten Lastfällen gleich.

Lediglich Größe, Form und Tiefe der Beulen änderten sich mit dem Hauptspannungsverhältnis σ_{22}/σ_{11} . Inwieweit diese Feststellung von den Krümmungen der Rotationsschale $(\frac{1}{R_{11}}, \frac{1}{R_{22}})$ abhängig ist, konnte bei dieser Versuchsserie nicht ermittelt werden. Die Abmessungen der Achsen der auftretenden Beule (l_{11}, l_{22}) wurden, wie z.B. bei /10/, wegen zu großen Bruchrisikos der Schale nicht festgestellt. Es konnte jedoch beobachtet werden, daß das Verhältnis der Beulachsen für die einzelnen Belastungskombinationen des Modelles konstant blieb, wenn die Beule durch Laststeigerung sich vergrößerte.

Für den allseitigen Außendruck waren die Beulen ellipsenförmig lang und reichten teilweise bis in die ausgesteiften Randzonen des Modelles (Bild 2.4.1).

Bei den Modellen, die neben dem Außendruck mit Axialdruck belastet waren, vertiefte sich die Beule, wurde aber mit zunehmender Axialkraft in Meridianrichtung kürzer.

Bei reinem Axialdruck erhielten die Beulen rautenähnliche Form mit $l_{11} = l_{22}$. Bei Vorversuchen konnte bei dieser Belastungsart eines Modelles oberhalb und unterhalb des Beulmusters in Taillenhöhe eine weitere Beulreihe beobachtet werden. Dieser Versuch führte jedoch zum Bruch des Modelles.

Beim Axialdruck mit radialem Innendruck verkürzte sich die entstehende Beule in Meridianrichtung im Vergleich zu reinem Axialdruck noch mehr. Es entstand unter Beibehaltung der Beulenzahl in Taillenumfang zunächst eine langgestreckte, flache Beule mit der großen Achse in Ringrichtung. Bei Modell 4 konnte diese Beulform beobachtet werden (Bild 2.4.2).

Außer bei reinem Außendruck entstand die erste Beule bei den übrigen Belastungsarten der Modelle ziemlich plötzlich. Eine extrem schlagartige Beulenbildung konnte für den Lastfall Axialdruck mit Innendruck festgestellt werden.

Bei der Versuchsserie mit exzentrischer Axialdruckbelastung und kombiniertem Außendruck traten Beulen auf, die in ihrer

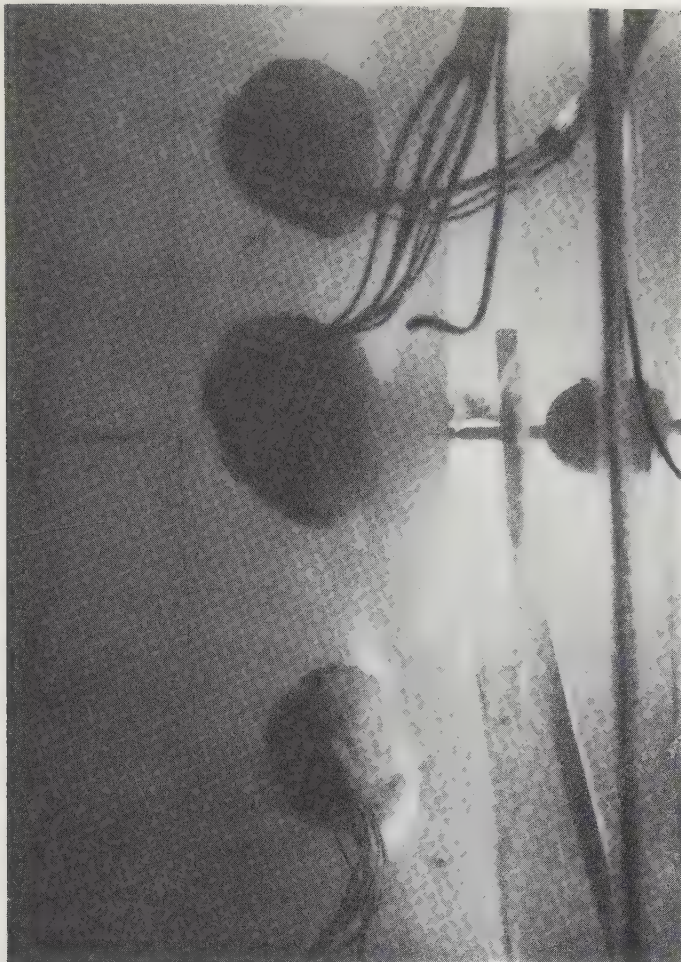


Bild 2.4.1 :
Modell KM 6
Belastung : $q(\text{mm Hg}) = 40$



Bild 2.4.2 :
Modell KM 6
Belastung :
 $q(\text{mm Hg}) = - 2,35 \text{ P (atü)}$

Form, Größe und Tiefe von den axialzentrisch belasteten Modellen keine Unterschiede zeigten. Um einen Bruch der Schale zu verhindern, wurden die Modelle unter exzentrischer Axialkraft nur bis zum Sichtbarwerden der ersten Beule belastet; ein Beulmuster in Umfangsrichtung konnte daher nicht beobachtet werden.

Nach der Entlastung der Modelle verschwanden die Beulen, und zwar um so langsamer, je stärker sich das Beulenbild ausgeprägt hatte. Diese Erscheinung ist dem dämpfenden Faktor des Wassers zuzuschreiben, das die Modelle umgab. Bei der Wiederholung eines bestimmten Belastungsverhältnisses entstand die Beule an der gleichen Stelle in gleicher Form.

Bild 2.4.3 zeigt die Verschiebung des Breitenkreises in Taillenhöhe für das Modell KM 6. Die Verschiebungen wurden in vier Punkten an der Schalenoberfläche gemessen, so daß die Darstellung nur einen angenäherten Verlauf der ausgebeulten Schalenmittelfläche wiedergibt.

5. DISKUSSION DER ERGEBNISSE UND VERGLEICH

MIT UNTERSUCHUNGEN ANDERER AUTOREN

5.1 EXPERIMENTELL ERMITTELTE ERGEBNISSE

5.1.1 EINFLUSS UND BERÜCKSICHTIGUNG VON FORMFEHLERN

Die Formfehler konnten anhand der ermittelten Biegemomente festgestellt werden. Sie mußten jedoch in ihrer Größe kleiner als die Wandstärke sein, da Genauigkeitsmessungen der Schalen-geometrie entsprechend Kap. I, 8.1 keine Abweichungen vom vorgegebenen Verlauf der Schalenmittelfläche erkennen ließen. Der Einfluß der Vorbeulen auf die Beullast

konnte anhand der Messungen bei den einzelnen Versuchen verfolgt werden. Bei überwiegend mit Außendruck belasteten Modellen war der Dehnungsunterschied an der Innen- und Außenseite der Schale schon bei niedrigen Laststufen groß und der Übergang von der Ursprungsform in die ausgebeulte Form trat im kritischen Belastungszustand nicht plötzlich auf. Waren die Biegemomente dagegen zu Anfang klein, lag die Beullast höher und die erste Beule wurde z.B. beim Lastfall Axialdruck schlagartig sichtbar.

Um diesen Einfluß von Formfehlern bei der Ermittlung der kritischen Spannungen zu eliminieren, wurden Abminderungsbeiwerte ermittelt, die das kritische Hauptspannungsverhältnis und vor allem die Biegemomente an der Stelle zugrundelegten, an der die erste Beule sichtbar wurde. Die Beiwerte zeigten für Kühler- und symmetrische Modelle gleiche Tendenz. Wie die Streuanalyse ergab, kann die vorgeschlagene Kombinationskurve aufgrund der nach der Abminderung gegebenen Sicherheit von 8,7 % für Kühlermodelle und 4,6 % für symmetrische Modelle als kritische Beulspannungskurve beider Modellarten angesehen werden.

Eine Abhängigkeit des Beiwertes von den minimalen Vorbeulen wurde nicht untersucht, da keine Formfehler am Modell festgestellt wurden. Ein Ansatz, der aus den ermittelten Biegemomenten Rückschlüsse auf die Vorbeulenamplituden erlaubt, müßte neben der Beulentiefe die Hauptachsengröße der Vorbeulen und z.B. die Verteilung der Vorbeulen über den Umfang berücksichtigen.

Die ermittelten Abminderungsbeiwerte sind auf die im Bauwesen vorkommenden Schalen übertragbar, wenn die Schalengeometrien einander entsprechen und die Größe der Formfehler am Bauwerk die Vorbeulengröße am Modell nicht überschreitet.

5.1.2 EINFLUSS DER KÜNSTLICH AUFGEBRACHTEN STÖRUNG

Da bei vorwiegend mit Axialdruck belasteten Modellen der Instabilitätsvorgang plötzlich auftrat, wurde zur Vermeidung des Durchschlageffektes der Schale für derartige Belastungen ein sich periodisch ändernder Radialdruck im Innern der Schale erzeugt. Die durch diesen Lastfall erzeugte Axialspannung war gegenüber der vorhandenen Spannung in der Schale vernachlässigbar klein. Die Störung wirkt wie eine dynamische Kraft auf die Schale und leitet den eigentlichen Beulvorgang ein. Die Beullast selbst wurde durch diesen künstlich erzeugten Querdruck nicht verändert. Versuche zeigten, daß sich mit und ohne Störungsbelastung die gleiche Beullast ergab.

Mit Anwendung dieser künstlichen Störung wird allerdings bei diesen Versuchen nicht die primäre Beullast ermittelt, sondern aus der Vielzahl der unterhalb der primären Beullast möglichen sekundären Gleichgewichtslagen die erste untere kritische Last. Eine genauere Prüfmethode könnte Beulspannungen erzeugen, die den theoretischen Beulwerten näher liegen würden. Jedoch entspricht eine derart störungsfreie Prüfdurchführung nicht den Bedingungen am wirklichen Bauwerk, denn derartige dynamische Kräfte können dort von Windböen erzeugt werden.

5.1.3 EINFLUSS VON SCHALENHÖHE UND SCHALENSTÄRKE

Bei den für Kühler- und symmetrische Schalen getrennt dargestellten Versuchsergebnissen in den Bildern 2.2.3 und 2.2.4 zeigt sich, daß bei entsprechenden Belastungen die kritischen Spannungswerte beider Modellarten gleiche Größenordnung haben. Während bei den Kühlerschalen die Modelle mit geringer Wandstärke etwas höhere Beulspannungen als dicke Schalen erkennen lassen, tritt bei den symmetrischen Modellen der umgekehrte Fall ein. (Bild 2.2.4,

Modell 1 und Bild 2.2.3, Modell 6). Aber dennoch liegen alle Versuchsergebnisse im Bereich einer gewissen Streubreite, ein Einfluß unterschiedlicher Schalenhöhe oberhalb der Taille auf das kritische Spannungsverhältnis ist nicht erkennbar. Auch die Alternativdarstellung der Versuchsergebnisse in Bild 2.3.2 für beide Modelltypen zeigt keinen Einfluß der Schalenhöhe auf den Beulbeiwert γ . Im Gegensatz zu theoretischen Ergebnissen ist eher aus dem Bild 2.3.2 für symmetrische Schalen eine geringfügig höhere Beullast erkennbar als für Kühlerschalenmodelle.

Um einen Nachweis für die Abhängigkeit der kritischen Spannungen von der Wandstärke erbringen zu können, mußten zunächst Modelle verschiedener Wandstärke vorhanden sein. Aus Tafel 1.8.1 ist zu erkennen, daß die für diese Überlegungen zugrundegelegten Wandstärken t_B je nach Modell schwanken, und zwar zwischen 1,35 mm und 1,95 mm. Die für jedes Modell getrennt ermittelten Spannungswerte wurden auf die Wandstärken t_B der einzelnen Schalen bezogen und es wurden mit ihrer Hilfe Beulkurven ermittelt, wie sie in Bild 2.5.1 aufgezeichnet wurden. Bei dieser räumlichen Darstellung der Beulspannungen schneiden sich die Verbindungslinien von kritischen Spannungswerten, die aus gleicher Belastung an den verschiedenen Modellen ermittelt wurden, im Nullpunkt. Diese lineare Abhängigkeit der Beulspannungen von den Wandstärken wurde nur innerhalb eines schmalen Wandstärkenbereiches nachgewiesen. Es empfiehlt sich, Modellschalen zusätzlich mit differenzierteren Wandstärken zu untersuchen, um dieses Ergebnis zu bekräftigen. Die gekrümmte kritische Spannungsfläche wurde nur zwischen den Außen- und Axialdruck-Belastungsebenen dargestellt.

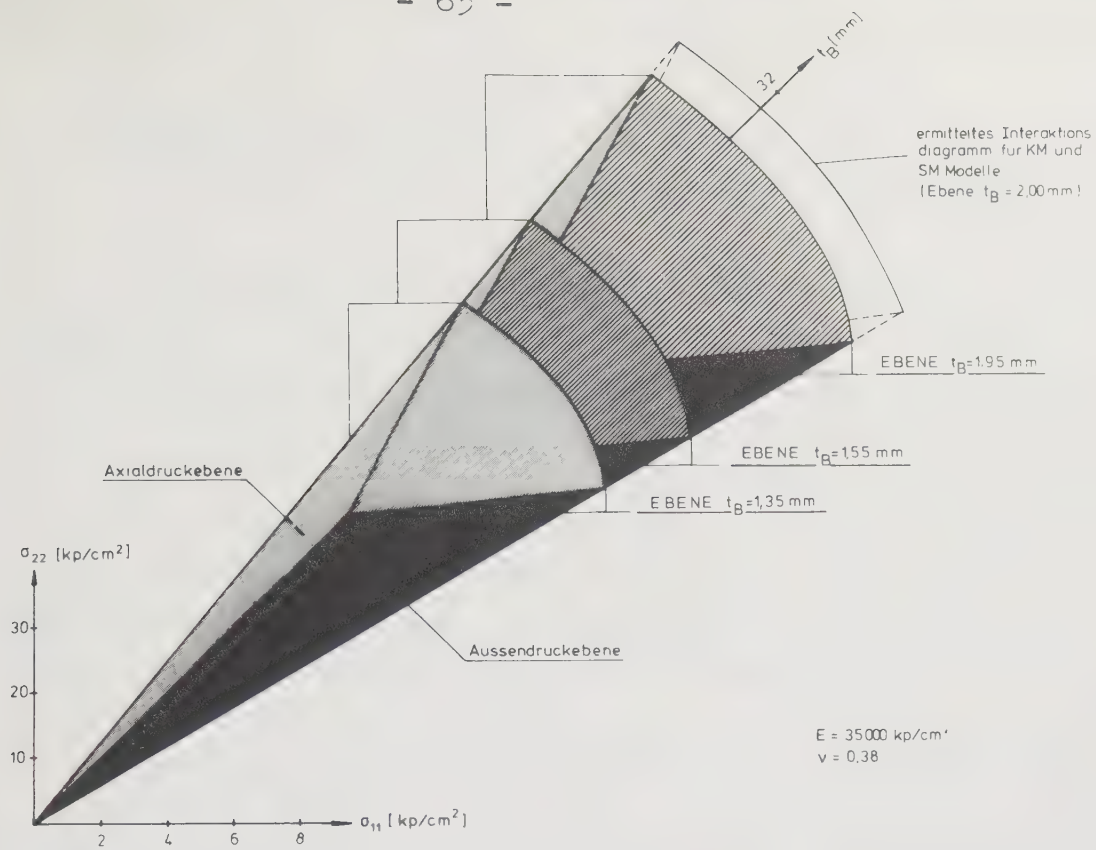
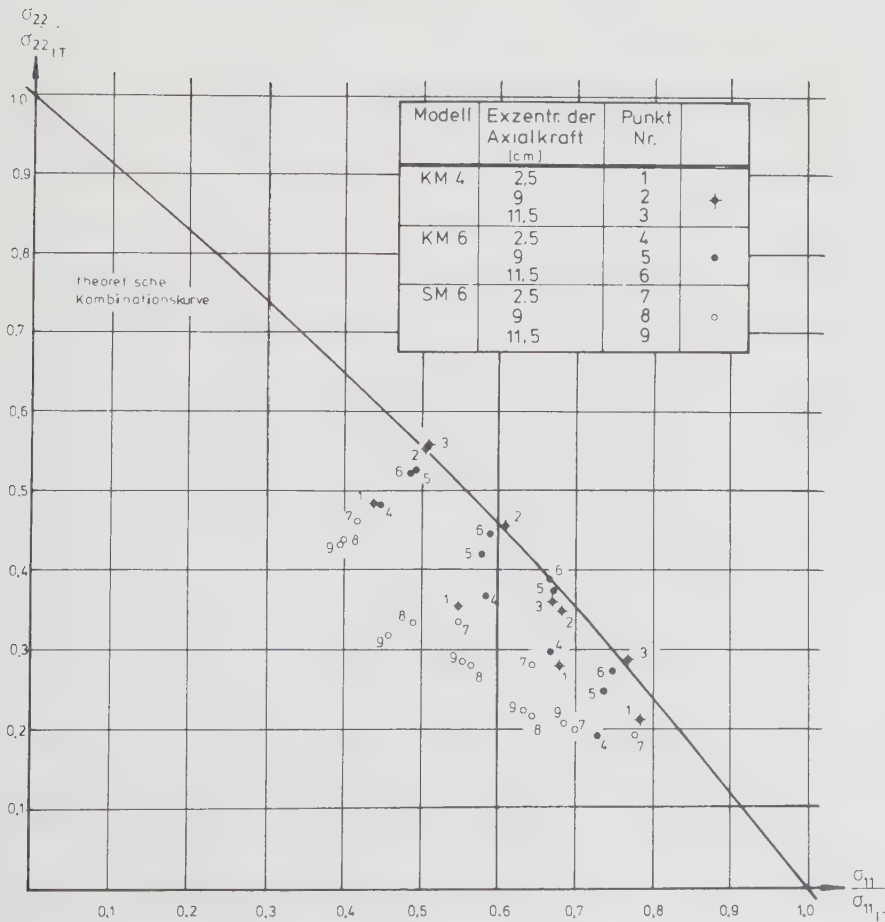


Bild 2.5.1 : Räumliche Darstellung der kritischen Spannungs-kurven in Abhängigkeit der Wandstärke t_B für Kühlermodelle und ermitteltes Interaktionsdiagramm für SM- und KM-Modelle



(Abkürzungen siehe Seite 41)

Bild 2.5.2 : Versuchsergebnisse mit exzentrischer Axialdruckkraft für Kühler- und symmetrische Modelle

5.1.4 EINFLUSS DER EXZENTRISCH AUFGEBRACHTEN VERTIKALKRÄFTE

Die Modelle 4 und 6 wurden zusätzlich mit außermittig angreifenden Axialkräften belastet. Bild 2.5.2 zeigt die Ergebnisse von Kühler- und symmetrischen Schalen. Während für die Kühlerschalen KM 4 und KM 6 mit der Zunahme der Ausmittigkeit von 2,5 cm bis 11,5 cm eine maximale Vergrößerung der kritischen Spannungen von ca. 15 % zu verzeichnen ist, zeigt sich bei dem symmetrischen Modell SM 6 eine umgekehrte Tendenz, d.h., bei einer entsprechenden Zunahme der Ausmittigkeit der Axialkraft eine Abnahme der kritischen Spannungen um maximal 15 %. Beim Vergleich der Bilder 2.2.3 und 2.2.4, die sämtliche Versuchsergebnisse enthalten, ist keine erkennbare Abweichung der kritischen Spannungsgrößen aus zentrischer und exzentrischer Vertikalbelastung vorhanden. Die gleiche Erscheinung zeigt sich in Bild 2.3.3. In dieser Darstellung werden neben der Geometrie der Schale das kritische Belastungs- und Spannungsverhältnis berücksichtigt. Ein Unterschied des Beulbeiwertes γ kann für verschiedene Ausmittigkeiten der Axialkraft nicht festgestellt werden. Mit dieser Versuchsreihe der exzentrischen Vertikalbelastungen wurde die Vermutung bestätigt, daß das Beulen einer Schale ein örtlicher und besonders durch die kritischen Spannungen beeinflusster Vorgang ist. Bei einem bestimmten Spannungsverhältnis, unabhängig davon, ob dieser kritische Spannungszustand durch eine mittige oder durch eine exzentrische Vertikallast hervorgerufen wird, verliert die Schale ihre Stabilität. Aus diesem Grunde ist es empfehlenswert, nicht von Beullasten bei Stabilitätsuntersuchungen, sondern von der Beullast entsprechenden kritischen Spannungen in der Schale zu sprechen.

5.1.5 MASSGEBENDE BEULFORMEN UND BEULDIAGRAMME

1. Wie beim Vergleich mit anderen Untersuchungen festgestellt wurde (vgl. Kap. II.5.2) werden im allgemeinen nicht die Beulspannungen des Prüfkörpers angegeben, sondern die Verfasser beschränken sich in den meisten Fällen auf die Angabe der Beullast. Es ist naheliegend, eine entsprechende Beulformel anhand der Versuchsergebnisse zu entwickeln, die im wesentlichen die Geometrie der Schale erfaßt und den kritischen Spannungszustand in der Schale vernachlässigt. Die vorgeschlagene Formel für vertikalbelastete Schalen :

$$N_{22 \text{ kr}} = K \cdot E \cdot \frac{t^2}{R_{11}} \quad \text{lehnt in ihrer Form an entsprechende}$$

Gleichungen für Kreiszylinderschalen an. Zugrundegelegt werden für die Ermittlung des Beulfaktors K die Ergebnisse für Kühlerschalen und symmetrische Schalen.

Modell	t	R ₁₁	N _{22 kr}	N _{22 kr} ⁺
	cm	cm	kp/cm	kp/cm
SM 1	0,195	21,5	9,34	6,83
SM 2	0,165		8,24	4,92
SM 3	0,158		7,14	4,52
SM 6	0,135		4,67	3,30
KM 1	0,195	21,5	8,86	6,83
KM 3	0,158		6,37	4,52
KM 4	0,154		4,99	4,29
KM 6	0,135		4,43	3,30

R₁₁: Krümmungsradius in
Umfangsrichtung in
Taillenhöhe

t : Wandstärke des
Beulbereiches

E : Elastizitätsmodul

K : Beulfaktor

N₂₂: Normalkraft in
Meridianrichtung

N₂₂⁺: Normalkraft in
Meridianrichtung
nach Gleichung
2.5.1

Index kr: kritisch

Tafel 2.5.1 : Beulwerte für
axialbelastete Modelle

Es ergibt sich unter Berücksichtigung eines genügend großen Sicherheitswertes (11,6 % bei Modell KM 4) eine

Beulformel für axialgedrückte Schalen :

$$N_{22 \text{ kr}} = 0,110 \frac{E t^2}{R_{11}} \quad (2.5.1)$$

Die in Tafel 2.5.1 aufgeführten Werte $N_{22 \text{ kr}}$ sind kritische Meridianspannungen in Taillenhöhe und wurden den Tafeln 2.2.3 und 2.2.4 entnommen. $N_{22 \text{ kr}}^+$ gibt die kritischen Werte gemäß der vorgeschlagenen Formel an.

2. In Anlehnung an die Arbeit von Der und Fidler /21/ wird entsprechend der dort vorgeschlagenen Beulformel für Windlasten $q_{\text{kr}} = c \cdot E \cdot \left(\frac{t}{R_{11}}\right)^n$ für die eigenen Versuchsergebnisse eine Beulformel für gleichmäßig verteilten Radialdruck ermittelt. Neu bestimmt werden müssen die Konstanten c und n .

Modell	t	q_{kr}	$\log(t/R_{11})$	$\log(q/E)$
	mm	kp/cm ²		
SM 1	1,95	0,1020	- 2,011	- 5,5346
KM 1		0,0986		- 5,5498
SM 2	1,65	0,0857	- 2,0835	- 5,6108
SM 3	1,58	0,0748	- 2,1024	- 5,6696
KM 3		0,0680		- 5,7122
KM 4	1,54	0,0578	- 2,1135	- 5,7825
SM 6	1,34	0,0476	- 2,1739	- 5,8416
KM 6		0,0476		- 5,8416

q:Radial-
belastung
c,n:Beiwerte
übrige Abkürzungen s. Seite 66

Tafel 2.5.2 : Beulwerte für radialbelastete Modelle

In der logarithmischen Darstellung in Bild 2.5.3 stellt man einen Unterschied in den Ergebnissen der Kühler- und symmetrischen Schalen fest, der jedoch kleiner als 1 % ist und nicht berücksichtigt wird. Man erhält eine

Beulformel $q_{kr} = c E (t/R_{11})^n$ (Abkürzungen s. Seite 66)

Für allseitigen Aussendruck (nach Versuchsergebnissen)
 $c = 0.1328 \quad n = 2,3$

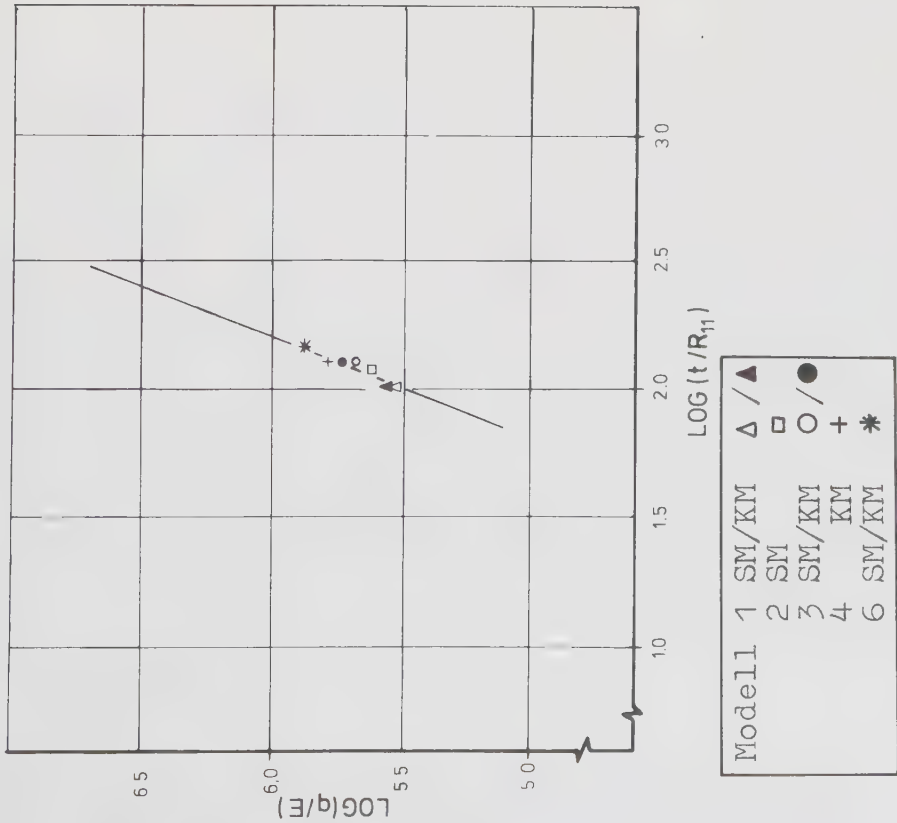


Bild 2.5.3 : Versuchsergebnisse für Kühler- und symmetrische Modelle mit dem Lastfall : allseitiger Außendruck, dargestellt als $\log (q/E)=f(\log t/R_{11})$

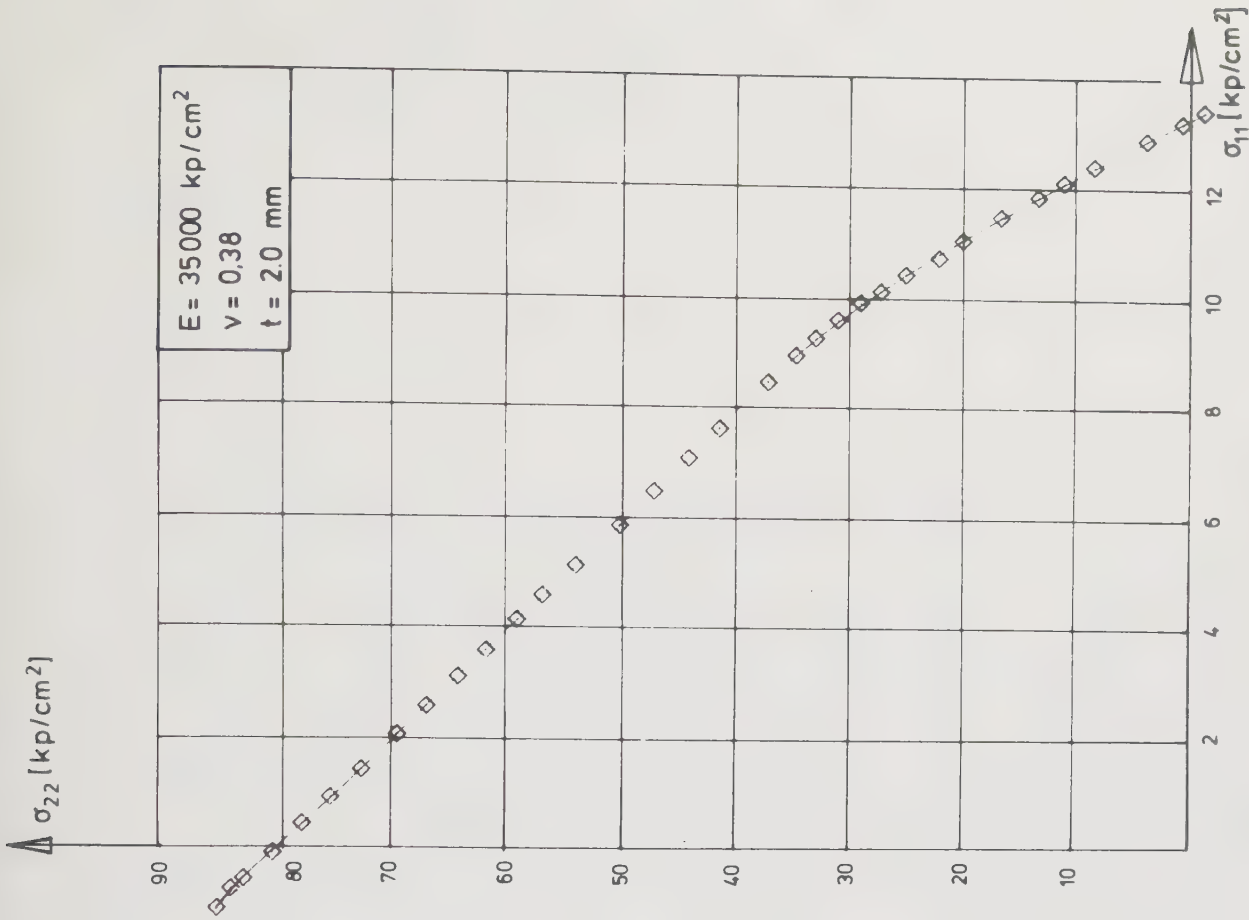


Bild 2.5.4 : Beulspannungskurve für Kühler- und symmetrische Modelle nach Auswertung am Interaktiven Konstruktionsplatz

empirische Beulformel für den allseitigen, kritischen
Außendruck q_{kr} Außen

$$q_{kr \text{ Außen}} = c E \left(\frac{t}{R_{11}} \right)^n \quad (2.5.2)$$

mit den Beiwerten $c = 0,1328$ (übrige Abkürzungen
 $n = 2,3$ s. Seite 66)

3. Die in Kap. II.2.4 ermittelte Beulspannungskurve für nahezu formfehlerfreie Rotationsschalen unter Berücksichtigung äußerer Störungen läßt die Geometrie der Schalen und die Größe der kritischen Belastungen außer acht. Anhand eines Normalenausgleiches am Interaktiven Konstruktionsplatz ergibt sich für die vorgeschlagene Kombinationskurve (Bild 2.5.4) nach Abschätzung des kleinsten quadratischen Fehlers eine Gleichung 8-ten Grades

$$\begin{aligned} \sigma_{22} = & 80,95923600 - 5,36451220 \sigma_{11} - 0,08212925 \sigma_{11}^2 \\ & + 0,25810045 \sigma_{11}^3 - 0,12256705 \sigma_{11}^4 + 0,02520193 \sigma_{11}^5 \\ & - 0,00258000 \sigma_{11}^6 + 0,00012868 \sigma_{11}^7 - 0,00000250 \sigma_{11}^8 \end{aligned}$$

(2.5.3)

4. Die als letzte Möglichkeit zur Überprüfung des Beulverhaltens von Schalen aufgeführte Formel berücksichtigt neben der kritischen Beullast PU_k die Schalengeometrie durch die Angabe der Schalenstärke, der Krümmungsradien und das kritische Spannungsverhältnis im Beiwert γ (vgl. Kap. II.3). Für Schalen, die ein ähnliches Krümmungsverhältnis wie die untersuchten Modelle haben ($R_{22}/R_{11} = 9,25$) wird für den Bereich $0 \leq \varphi \leq 18$ eine Gleichung 6-ten Grades für die Beulspannungskurve vorgeschlagen (Bild 2.5.5), die ebenfalls anhand eines Normalenausgleiches am Interaktiven Konstruktionsplatz nach Abschätzung des kleinsten quadratischen Fehlers ermittelt wurde :

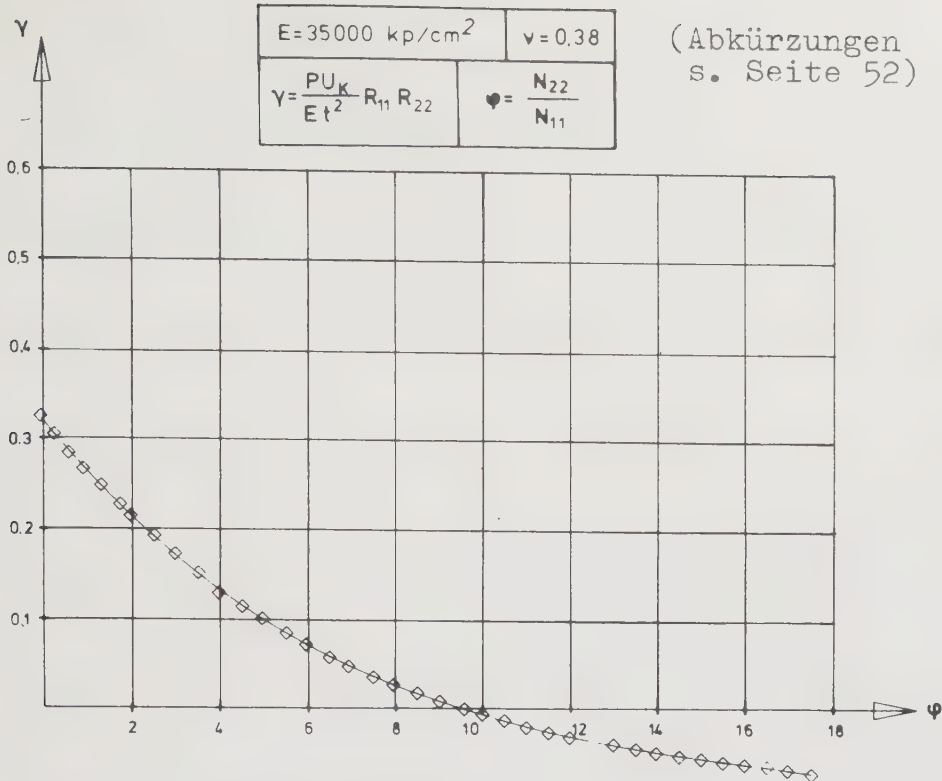


Bild 2.5.5 : Beulkurve für Kühler- und symmetrische Modelle als Darstellung von $\psi = f(\gamma)$ nach Auswertung am Interaktiven Konstruktionsplatz

Kritische Spannungskurven

- 1 — Theorie KM, $h=82 \text{ cm}$
- 2 - - - Theorie SM, $h=120 \text{ cm}$
- 3 — Versuchsergebnisse für KM, $h=82 \text{ cm}$ und
SM, $h=120 \text{ cm}$

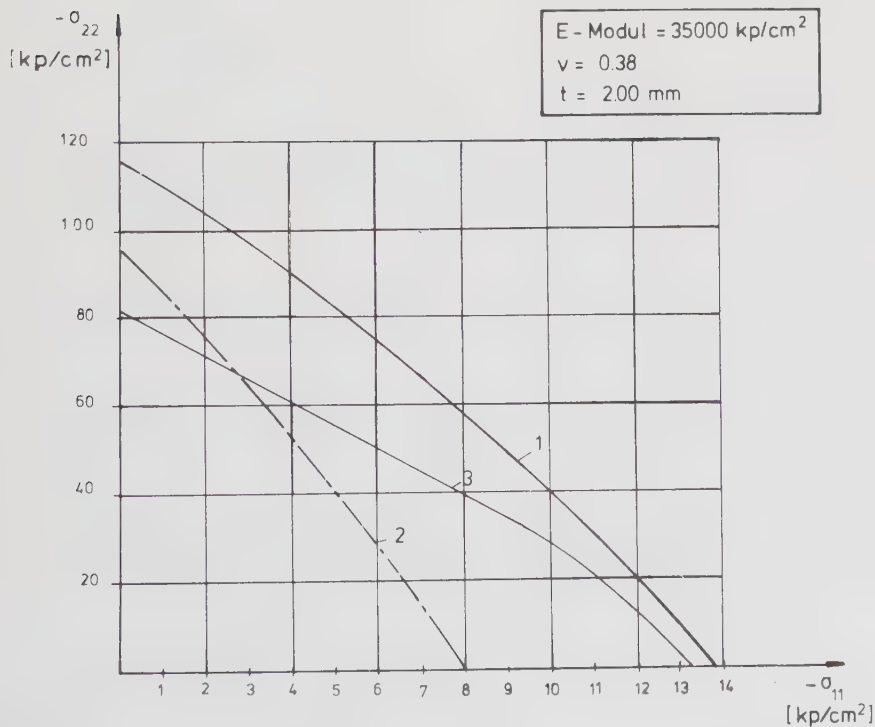


Bild 2.5.6 : Vergleich der Versuchsergebnisse mit den nach der linearen Beultheorie errechneten Werten für Kühler- und symmetrische Modelle

$$\begin{aligned} \gamma = & 0,32057142 - 0,05837121\varphi + 0,00234213\varphi^2 \\ & + 0,00021554\varphi^3 - 0,00003314\varphi^4 + 0,00000168\varphi^5 \\ & - 0,00000003\varphi^6 \end{aligned}$$

$$\text{mit } \gamma = \frac{P U_k}{E \cdot t^2} \cdot R_{11} \cdot R_{22} \quad \text{und} \quad \varphi = \frac{N_{22}}{N_{11}} \quad (2.5.4)$$

(Abkürzungen siehe Seite 52)

5.2 THEORETISCHE UND EXPERIMENTELLE

UNTERSUCHUNGEN ANDERER AUTOREN

5.2.1 VERGLEICH DER EXPERIMENTELL UND

RECHNERISCH ERMITTELTEN ERGEBNISSE

In den Bildern 2.2.2 und 2.5.6 werden die kritischen Beulspannungskurven der Schalenmodelle nach der linearen Stabilitätstheorie für die Kühler- und symmetrischen Schalenmodelle angegeben. Entsprechend der Versuchsanordnung ist eine oben und unten eingespannte und oben in Meridianrichtung verschiebbliche Randlagerung berücksichtigt. Die Rechnungen legen für KM- und SM-Modelle die Materialkennwerte $E = 35\,000 \text{ kp/cm}^2$ und $\nu = 0,38$, sowie eine Wandstärke von 2 mm zugrunde. Sämtliche experimentell aufgebrachten Lastfälle wie Radialdruck, Randlast und verschiedene Kombinationen beider Belastungen entsprechen denen, die in der Rechnung eingehen. In Bild 2.5.6 ist ebenfalls das aus Versuchen ermittelte Interaktionsdiagramm angegeben.

1) Die errechnete Kurve 1, die für eine Kühlerschale gilt, liegt oberhalb der Versuchskurve 3.

Für den Fall $\sigma_{22}/\sigma_{11} = 0$ ist

$$(\sigma_{11})_{\text{exp}} \cdot a_1 = (\sigma_{11})_{\text{Theorie}} \quad \text{mit } a_1 = 1,04$$

Dieser Beiwert a_1 gibt das Verhältnis der theoretischen zu den experimentellen Spannungen an.

In angenäherter Form gilt für die Bereiche :

$$0 < \sigma_{22}/\sigma_{11} < 8,4 \quad a_1 = 0,025 \cdot \sigma_{22}/\sigma_{11} + 1,040$$

$$8,4 < \sigma_{22}/\sigma_{11} < 22,5 \quad a_1 = 0,0085 \cdot \sigma_{22}/\sigma_{11} + 1,1785$$

$$22,5 < \sigma_{22}/\sigma_{11} < \sigma_{11} = 0 \quad a_1 = 1,43$$

Durch den Vergleich der Kurven 2 und 3 stellt man eine große Abweichung zwischen den rechnerischen Ergebnissen und den Versuchsergebnissen fest.

2) Während bei den Versuchen das Beulverhalten von Kühlerschalen und symmetrischen Schalen keinen Unterschied zeigt, ergibt die Rechnung für symmetrische Modelle teilweise geringere Beulspannungen. Ein Zusammenhang zwischen den experimentell und rechnerisch ermittelten Beulspannungen soll ebenfalls für die symmetrischen Schalen über Versuchswerte ermittelt werden. Da sich beide Spannungskurven schneiden, sind die Beiwerte im Gegensatz zu den Kühlerschalen teilweise größer oder kleiner als 1,00. Der Vergleich beider Kurven ergibt einen Versuchsbeiwert

$$a_2 = \frac{\text{Theorie}}{\text{Versuch}} \quad \text{für}$$

$$\sigma_{22} = 0 \quad \sigma_{11\text{exp}} \cdot a_2 = \sigma_{11\text{Theorie}} \quad \text{mit } a_2 = 0,597$$

und für

$$\sigma_{11} = 0 \quad \sigma_{22\text{exp}} \cdot a_2 = \sigma_{22\text{Theorie}} \quad \text{mit } a_2 = 1,18$$

Für die gewählten Spannungsbereiche gilt in guter Näherung :

$$8,5 > \sigma_{22}/\sigma_{11} > 0 \quad a_2 = 0,03 \cdot \sigma_{22}/\sigma_{11} + 0,59$$

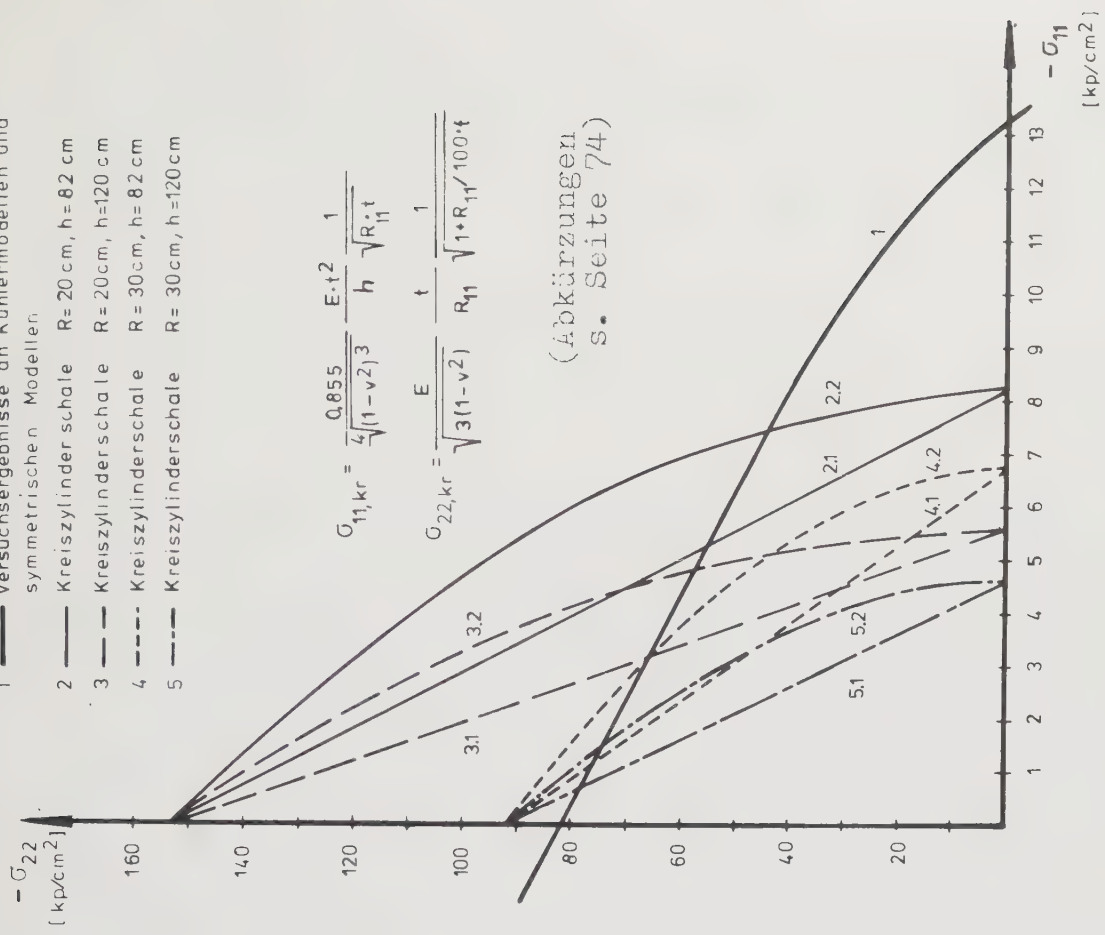
$$25 > \sigma_{22}/\sigma_{11} > 8,5 \quad a_2 = 0,0084 \cdot \sigma_{22}/\sigma_{11} + 0,789$$

$$\sigma_{11} = 0 > \sigma_{22}/\sigma_{11} > 25 \quad a_2 = 0,00455 \cdot \sigma_{22}/\sigma_{11} + 0,8864$$

5.2.2 VERGLEICH MIT ERGEBNISSEN FÜR ERSATZKREISZYLINDERSCHALEN

1. Bild 2.5.7 zeigt das vorgeschlagene Interaktionsdiagramm für KM- und SM-Modelle und die Beulspannungskurven für die Ersatzzylinderschalen mit oben und unten eingespannten, oben in Meridianrichtung verschieblichen Rändern. Die Kurven für die Kreiszylinderschalen sind nach Mungan /37/ ermittelt worden. Die Gerade OA entspricht dem Lastfall Axialdruck für die geprüften Kühlermodelle. Bei den Kreiszylinderschalen tritt unter zentrischer Axialdruckbelastung keine Ringkraft ($\sigma_{11} = 0$) auf, bei der Kühlerschale ist jedoch eine Druckringkraft vorhanden. Die kritische Spannung σ_{22} beträgt bei reiner Axialdruckbelastung für die einbeschriebenen Kreiszylinderschalen - 82 kp/cm², für Kühlturmschalen ist der kritische Spannungswert von - 53,5 kp/cm² um 36 % geringer. Für das gleiche Spannungsverhältnis σ_{22}/σ_{11} jedoch liegt die Beulspannung der Kühlerschale nur noch um 3 % niedriger als für einbeschriebene Kreiszylinderschalen mit einer Gesamthöhe von 82 cm und 17 % höher als bei gleichen Zylinderschalen mit 120 cm Höhe. Beim Vergleich der Kühlerschale mit dem umbeschriebenen Kreiszylinder differieren die Werte für Eigengewicht kaum, für beide Modellformen liegt der kritische σ_{22} Spannungswert bei - 53 kp/cm². Unter der Belastung "gleichmäßiger Außendruck" oder einer Kombination mit einer Randlast ist die Kühlturmschale stabiler als die ein- oder umbeschriebenen Kreiszylinderschalen. Gleiche Erscheinungen stellte Mateja anhand seiner Versuche fest /19/.

- 1 — Versuchsergebnisse an Kühlermodellen und symmetrischen Modellen
- 2 — Kreiszyllinderschale R=20 cm, h=82 cm
- 3 — Kreiszyllinderschale R=20 cm, h=120 cm
- 4 — Kreiszyllinderschale R=30 cm, h=82 cm
- 5 — Kreiszyllinderschale R=30 cm, h=120 cm



$$G_{11,kr} = \frac{0,855}{\sqrt[4]{1-v^2}} \frac{E \cdot t^2}{h} \frac{1}{\sqrt{R \cdot t}}$$
$$G_{22,kr} = \frac{E}{\sqrt{3(1-v^2)}} \frac{t}{R_{11}} \frac{1}{\sqrt{1+R_{11}/100 \cdot t}}$$

(Abkürzungen
s. Seite 74)

- 1 — Kreiszyllinderschale R=30 cm ; h=120 cm
- 2 — Kreiszyllinderschale R=30 cm ; h=82 cm
- 3 — Kreiszyllinderschale R=20 cm ; h=120 cm
- 4 — Kreiszyllinderschale R=20 cm ; h=82 cm
- 5 — Versuchsergebnisse an Kühlermodellen und symmetrischen Modellen h=82 cm und h=120 cm

$E - \text{Modul} = 35000 \text{ kp/cm}^2$ $\nu = 0,38$ $t = 2,00 \text{ mm}$

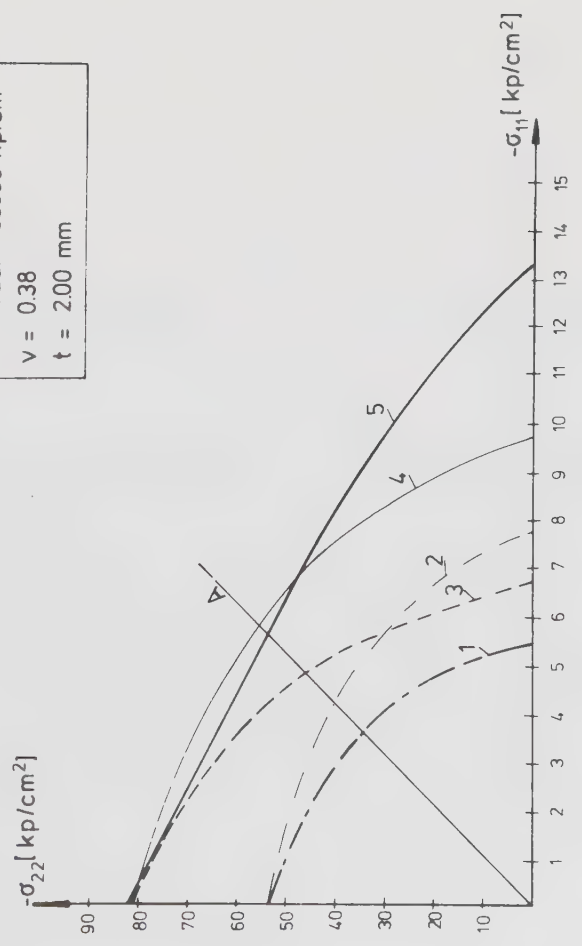


Bild 2.5.7 : Vergleich der Versuchskurve mit den der ein- und umgeschriebenen Kreiszyllinderschalen nach Mungan (/37/)

Bild 2.5.8 : Vergleich der Versuchsergebnisse mit den Dunkerley Näherungsformeln
 $G_{22}/G_{22,kr} + G_{11}/G_{11,kr} = 1$ (1)
 $(G_{22}/G_{22,kr})^2 + G_{11}/G_{11,kr} = 1$ (2)

2. Die Dunkerley-Näherungsformeln (vgl. /4/ und /24/)

$$\frac{N_{22}}{\text{krit } N_{22K}} + \frac{N_{11}}{\text{krit } N_{11K}} = 1 \quad \text{bzw.} \quad (2.5.5)$$

$$\left(\frac{N_{22}}{\text{krit } N_{22K}} \right)^2 + \frac{N_{11}}{\text{krit } N_{11K}} = 1 \quad (2.5.6)$$

vergleichen das Beulverhalten einer Kühlerschale mit einer radial und einer axial beanspruchten Kreiszyinderschale. Die auftretenden Kräfte $\text{krit } N_{11K}$ und $\text{krit } N_{22K}$ sind unmittelbar vor dem Ausbeulen auftretende Ring- und Meridiankräfte in der Kreiszyinderschale. Der Einfluß der Turmform wird in der Formel durch die Angabe des Kräfteverhältnisses von N_{11} und N_{22} (wirkende Ring- und Meridiankräfte unter Eigengewicht) berücksichtigt.

Es ist erforderlich, daß die benutzten kritischen Normalkräfte wirklichkeitsnahe Beulkräfte sind, wie sie z.B. in /49/ und /37/ entnommen werden können :

$$N_{11kr} = \frac{0,855}{\sqrt[4]{(1 - \nu^2)^3}} E \frac{t^3}{h} \frac{1}{\sqrt{R_{11} t}} \quad (2.5.7)$$

$$N_{22kr} = \frac{E}{\sqrt{3(1 - \nu^2)}} \frac{t^2}{R_{11}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{R_{11}}{100 t}}} \quad (2.5.8)$$

Index kr:kritisch
 R_{11} :Krümmungsradius in Umfangsrichtung
 N_{11} :Normalkraft in Umfangsrichtung
 N_{22} :Normalkraft in Meridianrichtung
 t :Schalenstärke
 h :Schalenhöhe
 E :Elastizitätsmodul
 ν :Querkontraktionszahl

Bild 2.5.8 zeigt die Gegenüberstellung der Versuchsergebnisse mit den Ergebnissen nach Dunkerley für die ein- und umbeschriebenen Kreiszyylinder unterschiedlicher Höhe. Die experimentell ermittelte Beulspannung für Axialdruck mit $\sigma_{22kr} = - 53 \text{ kp/cm}^2$ liegt unterhalb der kritischen Spannung für ein- und umbeschriebene Zylinder. Auch für die übrigen Belastungskombinationen zeigen sich zwischen den einzelnen Kurven große Abweichungen. Bei reinem Radialdruck

ergeben die Versuchsergebnisse für einbeschriebene Kreis-
zylinder Abweichungen bis zu 100 %, bei umbeschriebenen
Zylindern vergrößert sich dieser Unterschied noch mehr.

5.2.3 VERGLEICH MIT ANDEREN UNTERSUCHUNGEN AN NEGATIV GEKRÜMMTEN ROTATIONSSCHALEN 5.2.3.1 AXIALBELASTETE MODELLE

Erste Beulversuche an Hyperboloiden unter Eigengewicht
wurden 1962 von W i a n e c k i /14/ durchgeführt. Er
verwandte nur 26,1 cm hohe Modelle mit einem Basisdurch-
messer von 20,9 cm und einem Taillenradius von 5,9 cm.
Die Materialkennwerte sind :

Elastizitätsmodul	$E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$
Querkontraktionszahl	$\nu = 0,3$

Unter der kritischen Vertikallast von 10 t beulte die
Schale im Taillenbereich. Kritische Spannungen wurden am
Modell nicht ermittelt. In Zusammenhang mit dem nach-
folgenden Beitrag wird diese Beuluntersuchung näher
betrachtet.

In der theoretischen Behandlung des Beulproblems eines
einschaligen Hyperboloiden wird 1968 von K o h l i /25/
die Verzweigungslast für indifferentes Gleichgewicht be-
stimmt und der klassischen Beullast eines Kreiszylinders
nach der linearen Theorie gegenübergestellt. Das gewählte
Rechenmodell ist an den Rändern in Meridianrichtung axial-
symmetrisch belastet. Der Verfasser stellt anhand seiner
Ergebnisse fest :

1. Die rechnerisch ermittelte Verzweigungslast ist kleiner
als die klassische Beullast einer Kreiszylinderschale mit
einem Radius, der dem Radius eines Hyperboloiden in Taillen-
höhe entspricht. Das Verhältnis der Beullasten dieser bei-
den verglichenen Schalenformen gibt der Verfasser mit λ_{kr} an.

2. Die Randbedingungen beeinflussen die Beullast. Während das Beulverhältnis λ_{kr} für verschiebliche Einspannung, volle Einspannung und gelenkige Lagerung keine Abweichung zeigt, ist für freie Verschieblichkeit und Verdrehbarkeit der Schalenränder eine Reduzierung des Wertes λ_{kr} um über 50 % zu den anderen Lagerungsbedingungen gegeben. Dieses Ergebnis entspricht der Annahme für Stabilitätsuntersuchungen an Kreiszyinderschalen in /26/ und den Werten von Der und Fidler /21/ unter ähnlichen Randbedingungen.

3. Das rechnerisch ermittelte, kritische Beulverhältnis für eine annähernd frei verschiebliche und verdrehbare Schale $\lambda_{kr} = 0,4295$ wird mit dem von Wianecki /14/ experimentell ermittelten Wert $\lambda_{kr} = 0,1195$ verglichen. Kohlis Rechenmodell entspricht den geometrischen Abmessungen des von Wianecki geprüften und des in dieser Arbeit untersuchten Schalenmodelles.

Entsprechend Bild 2.5.7 erhält man für die eigenen untersuchten, mit reinem Axialdruck belasteten Modelle die kritische Meridianspannung $\sigma_{22kr} = - 53,5 \text{ kp/cm}^2$ und damit die kritische Vertikalbelastung von $P_{kr} = 1,365 \text{ t}$. Unter Berücksichtigung der Werkstoffkennzahlen $E = 35000 \text{ kp/cm}^2$ und $\nu = 0,38$ ergibt sich nach der klassischen, linearen Theorie für einen Zylinder mit $t = 0,2 \text{ cm}$ und $R_{11} = 20 \text{ cm}$ ein kritischer Axialdruck von $P_{kr} = 5,5 \text{ t}$. Der experimentell ermittelte Verhältniswert von $\lambda_{kr} = \frac{1,365}{5,5} = 0,248$ ist kleiner als die von

Kohli angegebene Größe $\lambda_{kr} = 0,963$ für volle oder verschiebliche Entspannung und $\lambda_{kr} = 0,4295$ für freie Verschieblichkeit und Verdrehbarkeit der Ränder, liegt aber über dem kritischen Wert $\lambda_{kr} = 0,1195$, der sich aufgrund der Versuche von Wianecki ergibt. Für letztere Abweichung von den eigenen Ergebnissen ($\lambda_{kr} = 0,1195$ im Gegensatz zu $\lambda_{kr} = 0,248$) können folgende Gründe aufgeführt werden :

1. Das Beulen der von Wianecki untersuchten Modelle lag im elastisch-plastischen Bereich. Die in dieser Arbeit geführten Untersuchungen beschränken sich auf elastisches Schalenbeulen.
2. Formungenauigkeiten und ungewollt exzentrisch eingeleitete Belastung in einer Größenordnung der zweifachen Schalenstärke (vgl. Angabe auf Seite 43 /14/) konnten bei den eigenen Versuchen nicht festgestellt werden. Derartige Ungenauigkeiten beeinflussen die Beullast ungünstig.
3. Der Einfluß von Fehlerquellen wird wie bei Wianecki durch Verwendung eines kleinen Modelles erhöht.

Für die Errichtung des Kühlturmes Ibbenbüren wurden 1965 am Lehrstuhl für Massivbau an der TH-Hannover von Z e r n a, N i e m a n n und T w e l m e i e r /22/ Modellversuche für die Bestimmung der Beulsicherheit des Kühlturmmantels für Eigengewicht vorgenommen. Die Eigengewichtsbelastung wurde als angenähert gleichmäßige Linienlast am oberen Kühlturmmantel eingetragen. Als Modellbaustoff wurde Reinaluminium Al 99,5 verwandt mit einem Elastizitätsmodul von $E = 700000 \text{ kp/cm}^2$ und einer Querdehnzahl von $\nu = 0,33$. Das Modell hatte eine Höhe von 82 cm und eine Sollstärke von 1,5 mm. Am hergestellten Modell wurden Vorbeulen von 0,3 mm festgestellt, der Turmquerschnitt besaß eine Ovalisierung von 2,5 - 3,5 mm. Während der Versuchsdurchführung erfolgte eine Verformungsmessung einzelner Schalenmeridiane. Das Beulen trat im plastischen Bereich des Modellbaustoffes auf. Durch eine Auswertung dieser Versuchsergebnisse und der damals vorliegenden von Mateja /15/ an 3 Modellen ermittelten Ergebnisse wurde eine Näherungsgleichung für die kritische Meridianspannung entwickelt :

$$\sigma_{22 \text{ kr}} = K \cdot E \cdot \frac{t}{R_{11}} \quad \text{mit } K = 0,079 \pm 0,009 \quad (2.5.9)$$

σ_{22} : Spannung in Meridianrichtung

K : Beulbeiwert

E : Elastizitätsmodul

t : Wandstärke

R_{11} : Krümmungsradius in Umfangsrichtung
in Taillenhöhe

Index kr: kritisch

L u k a s i e w i c z und S z y s k o w s k i /32/ überprüften das Beulverhalten von Rotationsschalen, die von der idealen Zylinderschale ellipsoidisch oder hyperbolisch abweichen, unter Axialdruck (Bild 2.5.9).

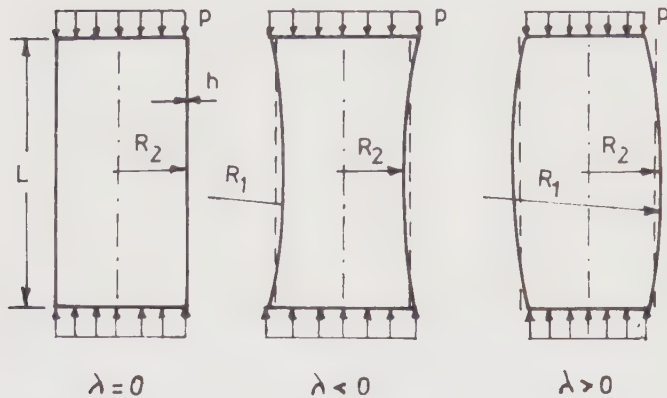
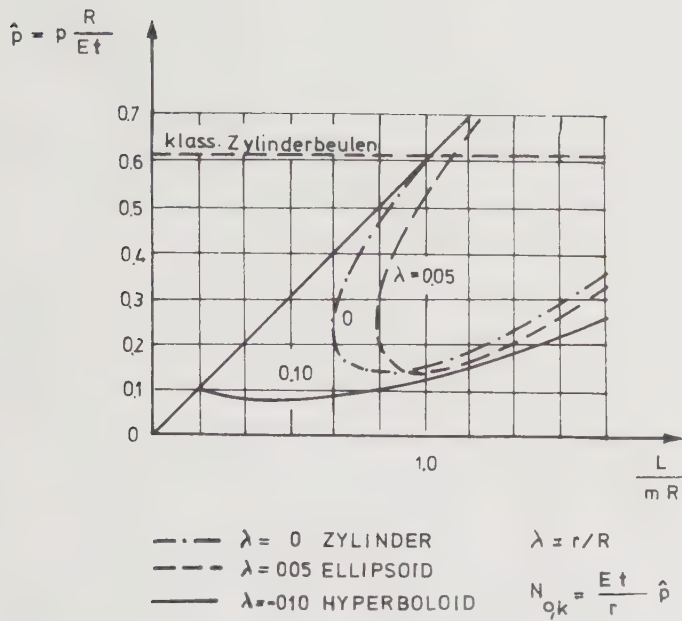


Bild 2.5.9 : Geometrie der zylinderähnlichen Schalen mit $\lambda = R_1/R_2$

Quelle : /32/

Die Autoren ermittelten die klassische, lineare Beulgrenze und den Verlauf der Kraft-Verformungskurven bei großen Längszusammendrücken der Schale. Es ergibt sich das in Bild 2.5.10 dargestellte Beulverhalten. Gemäß dieser Abbildung ist das Durchschlagverhalten auf elliptische und parabolische Schalen begrenzt, während hyperbolische Schalen grundsätzlich eine Beullast unter dem Minimum der Durchschlagkurve vergleichbarer, zylindrischer Schalen aufweisen.

R o s e m e i e r /33/ untersuchte in Anlehnung an die Arbeit von Lukasiewicz/Szyskowski technische Hyperboloide mit schwachen Krümmungsveränderungen.

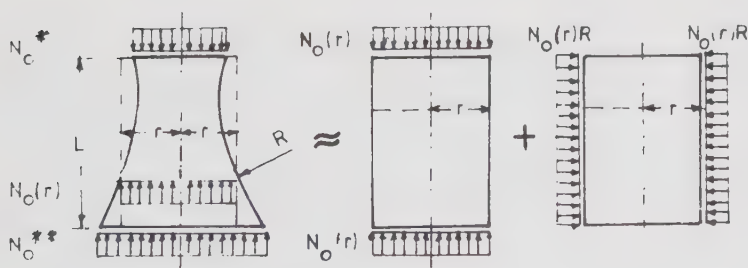


(Abkürzungen siehe Bild 2.5.11)

Bild 2.5.10 : Abhängigkeit zwischen Belastung und Längszusammendrückung bei axialgedrückten, zylinderähnlichen Schalen

Quelle : /33/

Das Stabilitätsproblem eines axialbelasteten Hyperboloiden wird angenähert durch das Stabilitätsverhalten



(Abkürzungen siehe Quelle /33/)

Bild 2.5.11 : Statisches Analogiemodell für die Beuluntersuchung eines Rotationshyperboloiden unter Axiallast

Quelle : /33/

eines axial- und manteldruckbelasteten Zylinders (Bild 2.5.11).

Die Manteldruckkräfte resultieren aus den Umlenkkräften der Meridiankrümmung und rufen eine erhebliche Abminderung der Beullast hervor. Die kritische Beullast einer axialbelasteten, hyperbolischen Rotationsschale liegt unmittelbar in der Nähe der Durchschlagslast äquivalenter Kreiszylinderschalen, sie wird, wenn man das Durchschlagen des Breitenkreissystems mit einer 30 % niedrigeren Beullast berücksichtigt, mit Hilfe der Dunkerleyschen Formel vereinfacht angegeben :

$$N_{O,K} = (0,07 - 0,10) \frac{E t^2}{r} \quad (2.5.10)$$

mit $N_{O,K}$:kritische Axialkraft
E :Elastizitätsmodul
t :Wandstärke
r :Breitenkreisradius

Die von Zerna und Krätzig (/24/) angegebene Formel für Axialbelastung :

$$\text{krit } C_{22} = K E \frac{t}{R_{11}} \quad \text{mit } K = 0,079 \pm 0,009 \quad (2.5.9)$$

(Abkürzungen s. Seite 77)

und die von Rosemeier in (/33/) vorgeschlagene Beulformel :

$$N_{O,K} \quad (0,07 - 0,10) \frac{E t^2}{R_{11}} \quad \text{differieren nur in ihren Beiwerten.}$$

Die in Kap. II. 5.1.5 vorgeschlagene Beulformel gilt für Kühler- und auch für zur Taille symmetrische Schalen. Der experimentell ermittelte Beulbeiwert $K = 0,110$ liegt oberhalb der Größen, die in den Formeln 2.5.9 und 2.5.10 angegeben sind.

Von M a t e j a (/15/ - /17/) wurde 1963 an vier hyperbolischen Kunststoffkühltürmen die kritische Beullast unter Eigengewicht bestimmt. Mateja versuchte seine Ergebnisse theoretisch zu festigen, indem er die kritischen Lasten dünnwandiger, an den Rändern axialsymmetrisch belasteter

Kreiszyinderschalen mit den kritischen Lasten für Kühlturmmodelle in Vergleich setzte /18/. Diese Untersuchung wurde 1967 erweitert, indem der Verfasser zusätzlich die kritischen Spannungen in der Schale ermittelte /19/. In der Gegenüberstellung mit eigenen Versuchsergebnissen soll nur auf die Arbeit /19/ eingegangen werden. Die drei untersuchten Modelle haben folgende Abmessungen :

Gesamthöhe	: 84,9 cm
Radius am unteren Rand	: 32,9 cm
Radius am oberen Rand	: 20,1 cm
Radius in der Taille	: 19,5 cm

Eine konstante Wandstärke über die Gesamtschalenhöhe konnte wie bei den eigenen untersuchten Modellen nicht erzielt werden.

Die mittleren Wandstärken in /mm/ betragen :

Modell	I	II	III
am oberen Rand	0,54	0,72	0,44
inder Taille	0,51	0,69	0,44
am unteren Rand	0,64	0,67	0,64

Modell I wies geringe Vorbeulen auf, Modell I und II hatten einen oberen L-förmigen Versteifungsring. Sämtliche Modellschalen waren auf A-förmige Stützen gelagert. Die Belastung wurde punktförmig auf die Schale aufgebracht. Folgende Ergebnisse wurden ermittelt :

1. Der Beulbeginn trat an der Stelle der größten Meridian-druckspannungen auf.
2. Die ermittelte kritische Meridianspannung war größer als die errechnete Beulspannung an axialgedrückten Ersatzkreiszylindern :

		/ kp/cm ² /		
Modell		I	II	III
Zylinder (rechn.)	σ_{22}	15,3	15,3	14,9
Hyperboloid (exp)	σ_{22}	55,4	71,8	67,0
	σ_{11}	6,9	9,0	8,4

3. Das Modell III ist im Gegensatz zu Modell II am oberen Rand nicht ausgesteift. Die Beulspannungen des Modelles III lagen um 10 % niedriger als bei Modell II. Das Beulbild entstand bei Modell III am oberen Rand.

Die Versuchsergebnisse von Mateja sollen mit den eigenen Werten verglichen werden.

K_1 : Umrechnungsfaktor für die verschiedenen E-moduli

K_2 : Umrechnungsfaktor für die ν -Zahlen

K_3 : Umrechnungsfaktor für die Wandstärken t

für Modell II /19/ gilt :

$$t_m = 0,66 \text{ mm}, E = 44\,120 \text{ kp/cm}^2, \nu = 0,26$$

$$\sigma_{22kr} = - 71,8 \text{ kp/cm}^2 \quad \sigma_{11kr} = + 9,0 \text{ kp/cm}^2$$

$$K_1 = \frac{35\,000}{44\,120} = 0,794 \quad K_2 = 1,06$$

$$K_3 = \frac{2,0}{0,66} = 3,03 \quad K = 0,794 \cdot 1,03 \cdot 3,03 = 2,55$$

Für die eigenen Modelle ergibt sich :

$$\sigma_{22kr} = - 71,8 \cdot 2,55 = - 183 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{11kr} = + 9,0 \cdot 2,55 = + 23 \text{ kp/cm}^2$$

für Modell III gilt :

$$t_m = 0,50 \text{ mm}, \quad E = 48\,900 \text{ kp/cm}^2, \\ v = 0,25$$

$$\sigma_{22kr} = - 67,0 \text{ kp/cm}^2 \quad \sigma_{11kr} = 8,4 \text{ kp/cm}^2$$

$$K_1 = 0,716 \quad K_2 = 1,06 \quad K_3 = 4,0 \quad K = 3,04$$

Unter Berücksichtigung der Umrechnungsfaktoren erhält man für die hier geprüften Modelle :

$$\sigma_{22kr} = - 67,0 \cdot 3,04 = - 204 \text{ kp/cm}^2 \\ \sigma_{11kr} = 8,4 \cdot 3,04 = 25,5 \text{ kp/cm}^2$$

Modell I wird nicht in diese Vergleichsdarstellung einbezogen, da Vorbeulen an der Schalenoberfläche festgestellt wurden.

Eine Extrapolation des vorgeschlagenen Interaktionsdiagrammes für

$$\frac{\sigma_{11}}{\sigma_{22}} = - \frac{1}{8}$$

liefert die Beulspannung $\sigma_{22kr} = - 205 \text{ kp/cm}^2$ im Vergleich zu Matejas gemitteltem Wert von $- 193 \text{ kp/cm}^2$. Die geringe Diskrepanz in den Ergebnissen liegt an der Stützungsart des oberen Schalenrandes. Mateja verstärkt den oberen Rand winkelförmig, während die geprüften Modelle am oberen Rand verschieblich eingespannt werden. Da zunehmende Randverstärkungen die Beullast und damit die Beulspannungen in der Schale erhöhen (vgl. /21/ und /46/), sind Matejas ermittelte Beulwerte im Vergleich zu den eigenen größenordnungsmäßig realistisch.

5.2.3.2 MIT AUSSENDRUCK BELASTETE MODELLE

Langhaar, Borelli, Miller und Brueggling (/27/) behandeln das Stabilitätsproblem kühlturmartiger Schalen unter der Einwirkung von Windbelastung als eine lineare Eigenwertaufgabe. In früheren Untersuchungen (/28/) an Kreiszyinderschalen wurde festgestellt, daß im Vergleich zum Winddruck der gleichmäßig auf den Umfang verteilte Außendruck bei kleineren Werten schon die Schale zum Beulen brachte. Daher beschränken sich die Verfasser bei der Beuluntersuchung an Kühlterschalen auf gleichmäßig verteilte Radialbelastung. Jede Randbedingung kann in dieser theoretischen Untersuchung berücksichtigt werden.

Die Anwendung dieser Lösungsform auf einen 113 m hohen Kühlturm mit einem 24,5 m großen Krümmungsradius in der Taille und mit 14 cm Wandstärke liefert mit den Randbedingungen "freier oberer Rand und gelenkige, elastische Stützung des unteren Schalenrandes" einen gleichmäßig verteilten, kritischen Außendruck von $q_{kr} = 0,156 \text{ kp/cm}^2$. Der Elastizitätsmodul beträgt $E = 1,4 \cdot 10^5 \text{ kp/cm}^2$, und die Querdehnzahl $\nu = 0,2$. Weitere Randbetrachtungen ergeben, daß die kritische Beulbelastung ähnlich wie bei den Kreiszyinderschalen merklich anwächst, wenn die Endbereiche der Schale gezwungen werden, den Verlauf der unbelasteten Schalenmittelfläche beizubehalten.

Da in dieser Untersuchung keine kritischen Spannungen angegeben sind, ist ein Vergleich mit dem ermittelten Interaktionsdiagramm nicht möglich. Ein Vergleich mit der Formel für den kritischen Windstaudruck nach Der und Fidler ergibt :

$$R_{11} = 24,5 \text{ m}; t = 14 \text{ cm}; E = 1,4 \cdot 10^5 \text{ kp/cm}^2$$

$$\begin{aligned} q_{kr \text{ Wind}} &= 0,077 \cdot 1,4 \cdot 10^5 \left(\frac{14}{2450} \right)^{2,3} \\ &= 10\,800 \cdot (0,0057)^{2,3} \\ &= 0,074 \text{ kp/cm}^2 \end{aligned}$$

Die anhand von eigenen Ergebnissen abgewandelte Formel für gleichmäßig verteilten Außendruck $q_{kr \text{ Außen}}$ ergibt :

$$\begin{aligned} q_{kr \text{ Außen}} &= 0,1328 \cdot 1,4 \cdot 10^5 \left(\frac{14}{2450} \right)^{2,3} \\ &= 18\,592 \cdot (0,0057)^{2,3} \\ &= 0,128 \text{ kp/cm}^2 \end{aligned}$$

Das von Langhaar, Boresi, Miller und Bruegging angegebene Verfahren gibt im Vergleich zu den experimentellen Untersuchungen einen 17 % höheren kritischen, gleichmäßig verteilten Außendruck an, obwohl der obere Schalenrand nicht ausgesteift ist. Dieser Unterschied in den Beulergebnissen liegt an der differenzierten Geometrie der gegenübergestellten Rotationsschalen und an dem unterschiedlichen Werkstoffverhalten der jeweils verwendeten Baustoffe. Dieses Beispiel unterstreicht wiederum die Notwendigkeit, bei der Angabe von Beulformeln nicht nur kritische Belastungen anzugeben, sondern vor allem Werkstoffkenngrößen und geometrische Daten zu berücksichtigen, wie dies in der Darstellung Bild 2.5.5 versucht wurde.

Weitere Untersuchungen über Modelle, die mit gleichmäßig verteiltem Außendruck belastet wurden, liegen in der Literatur nicht vor. Es werden im folgenden experimentelle Versuche genannt, die sich im wesentlichen auf Beuluntersuchungen von Rotationsschalen im Windkanal beschränken. Ein Vergleich mit den eigenen Untersuchungen ist für diese Modellbelastungsform nicht möglich, da das Tragverhalten der Modellschalen bei diesen unterschiedlichen Belastungsarten völlig verschieden ist.

Über Windkanaluntersuchungen an Modellen aus PVC und Kupfer berichtet der Aufsatz von D e r und F i d l e r /21/ (vgl. auch /20/). Anhand von 22 Windkanaluntersuchungen wird eine empirische Gleichung für den Windstaudruck angegeben :

$$q_{kr} = c \cdot E \cdot \left(\frac{t}{R_{11}} \right)^n \quad (2.5.11)$$

mit $c = 0,077$ R_{11} : Krümmungsradius in Umfangsrichtung
 $n = 2,3$ in Taillenhöhe
 E : Elastizitätsmodul
 t : Wandstärke

Bei den Versuchen trat das Beulen immer durch ein Einknicken der Schale im Taillenbereich auf, dabei reichte die Beule bei einigen Belastungsarten bis zum oberen Rand der Schale. Durch eine Verstärkung der Kupfermodelle mit einem oberen Versteifungsring beschränkte sich das Beulen wie bei den eigenen Modelluntersuchungen auf den Taillenbereich, die kritische Radialbelastung zeigte einen großen Streubereich, sie lag um ca. 60 - 120 % höher als bei nicht randverstärkten Modellen.

Ein PVC-Modell wurde einmal unter Windbelastung und einmal unter nachgeahmter Eigengewichtsbelastung mit Windeinfluß geprüft. Für den zweiten Fall ergab sich ein maximal 15 % niedrigerer Staudruck bei gleicher Beulfigur.

Bei den gesamten Modelluntersuchungen wurden Verschiebungen und Dehnungen nicht gemessen.

Eine Anwendung der angegebenen Formel auf die eigenen Versuchsergebnisse liefert den kritischen Windstaudruck :

$$\begin{aligned} q_{kr \text{ Wind}} &= 0,077 \cdot 35000 \left(\frac{0,2}{20} \right)^{2,3} \\ &= 2695 \cdot (0,01)^{2,3} \\ &= 0,068 \text{ kp/cm}^2 \end{aligned}$$

Für den gleichmäßig verteilten Außendruck erhält man aufgrund der eigenen Versuchsergebnisse :

$$q_{kr \text{ Außen}} = 0,122 \text{ kp/cm}^2$$

C h a n und F i r m i n /30/ haben die Lastverformungskurve eines Kühlturmes unter Windbelastung bei Anwendung einer geometrisch nicht-linearen Theorie und der Methode der finiten Elemente errechnet. In dieser Analyse setzen sie Beulfiguren voraus, die in Bezug auf die Symmetrieebene der Windbelastung symmetrisch sind. Der von ihnen ermittelte Beuldruck eines Modelles, das eine Gesamtschalenhöhe von 40 cm, einen Radius in der Taille von 10,2 cm und eine Wandstärke von $t = 0,97$ cm hat, liegt beim Vergleich mit den experimentellen Werten von Der und Fidler /20/ etwas höher.

Der Aufsatz von H a y m a n und C h i l v e r /31/ berichtet anhand experimenteller Untersuchungen über den Einfluß unterschiedlicher Schalenhöhe und vorwiegend über den Einfluß von Längsrissen auf das Stabilitätsverhalten von Kühlturmschalen. Im Rahmen dieser Arbeit soll über den Einfluß von Längsrissen auf das Beulverhalten von Rotationschalen nicht eingegangen werden.

Eine Verkürzung der Modelle auf $2/3$ der Schalenhöhe über dem Taillenberg ergibt nach Angabe der Verfasser eine Steigerung des kritischen Winddruckes um 6 %.
Diese geringe Steigerung

5.2.4 VERGLEICH MIT ERGEBNISSEN ANHAND DER VORGESCHLAGENEN FORMEL UNTER BERÜCKSICHTIGUNG DER SCHALENGEOMETRIE UND DER KRITISCHEN SPANNUNGS- UND BELASTUNGSWERTE

C s o n k a /6/ berichtet über Untersuchungen an einer flachen, kuppelartigen Schale, an der sich drei Jahre nach Fertigstellung unter starker Schneelast Beulerscheinungen zeigten. Aufgrund seiner Untersuchungen an der aus Stahlbeton hergestellten 6 cm starken Translationsschale schlägt Csonka eine halb empirische, halb theoretische Formel vor :

$$q_{kr} = E \frac{t^2}{R_{11} \cdot R_{22}} \gamma \quad \text{mit } q_{kr}: \text{kritische Radialbelastung}$$

übrige Abkürzungen s. Seite 52

Die Formel berücksichtigt keine Unterschiede in den Hauptspannungen. Der Beulbeiwert wird von Csonka mit $\gamma = 0,062$ angegeben.

F r a n z /7/ berichtet über Beuluntersuchungen an Versuchsschalen aus glasfaserverstärktem Epoxydharz. Die Hypar- und elliptischen Paraboloidschalen haben einen Grundriß von 60 cm x 120 cm, eine Schalenstärke von 3 mm und zeigen Krümmungsverhältnisse von $R_{11}/R_{22} = \pm 2$ für die positiv bzw. negativ gekrümmten Schalen. Die je nach Stützungsart als Bogen oder Balken wirkenden Modelle mit oder ohne Randverstärkung werden mit einer im Grundriß gleichmäßig verteilten Flächenlast belastet. Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse wird für positiv und negativ gekrümmte Schalen die von Csonka angegebene Formel angewandt. Nach dem Vorschlag von W a n s l e b e n /8/ werden für die negativ gekrümmten Schalen die Absolutbeträge der Krümmungsradien (R_{11} , R_{22}) eingesetzt.

Nachstehende Tabelle zeigt die von Franz ermittelten Beulparameter nur für die Hypar-Paraboloidschalen :

Bauart und Lagerung	Knickbeiwert
Bogen ohne Randverstärkung	0,097
Bogen mit Randverstärkung	0,158
Balken mit Randträgern	0,094

mit Elastizitätsmodul $E = 95\ 000\ \text{kp/cm}^2$

Krümmungsradien $R_{11} = 90\ \text{cm}$

$R_{22} = 45\ \text{cm}$

Wandstärke $t = 0,3\ \text{cm}$

H a a s /9/ kritisiert die in /6/ vorgeschlagene semi-empirische Formel, da eine Beullast zu Null wird, wenn eine Krümmung gleich Null ist. Er schlägt eine Formel

$$q_{kr} = E \cdot t^2 \cdot \left(\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{22}} \right)^2 \text{ oder} \quad (2.5.12)$$

$$q_{kr} = E \cdot t^2 \cdot \left(\frac{1}{R_{11}^2} + \frac{1}{R_{22}^2} \right) \text{ vor.} \quad (2.5.13)$$

(Abkürzungen siehe Formel 2.5.14)

Eine weitere Entwicklung der von Csonka angegebenen Beulformel zeigt die Arbeit von C u d m a n i /10/. Hier wird die Beullast positiv gekrümmter Schalen mit verschiedenen Hauptkrümmungs- und Spannungsverhältnissen ausgedrückt.

Für doppelt gekrümmte Schalen mit dem angenäherten Hauptkrümmungsverhältnis $R_{22}/R_{11} = 4$ wird für Belastungen aus Axialzug bzw. Axialdruck mit Kombinationen von gleichmäßig verteiltem Außendruck die Formel :

$$q_{kr} = c \frac{E \cdot t^2}{R_{11} \cdot R_{22}} \cdot \frac{1}{1 - \nu^2} \quad (2.5.14)$$

vorgeschlagen mit

$$c = 0,49 + 0,16 \frac{N_x}{N_y} \quad q_{kr}: \text{kritische Radialbelastung}$$

N_x, N_y = krit. Normalkräfte in Umfangs- und Meridianrichtung.

ν : Querkontraktionszahl

übrige Abkürzungen siehe Seite 52

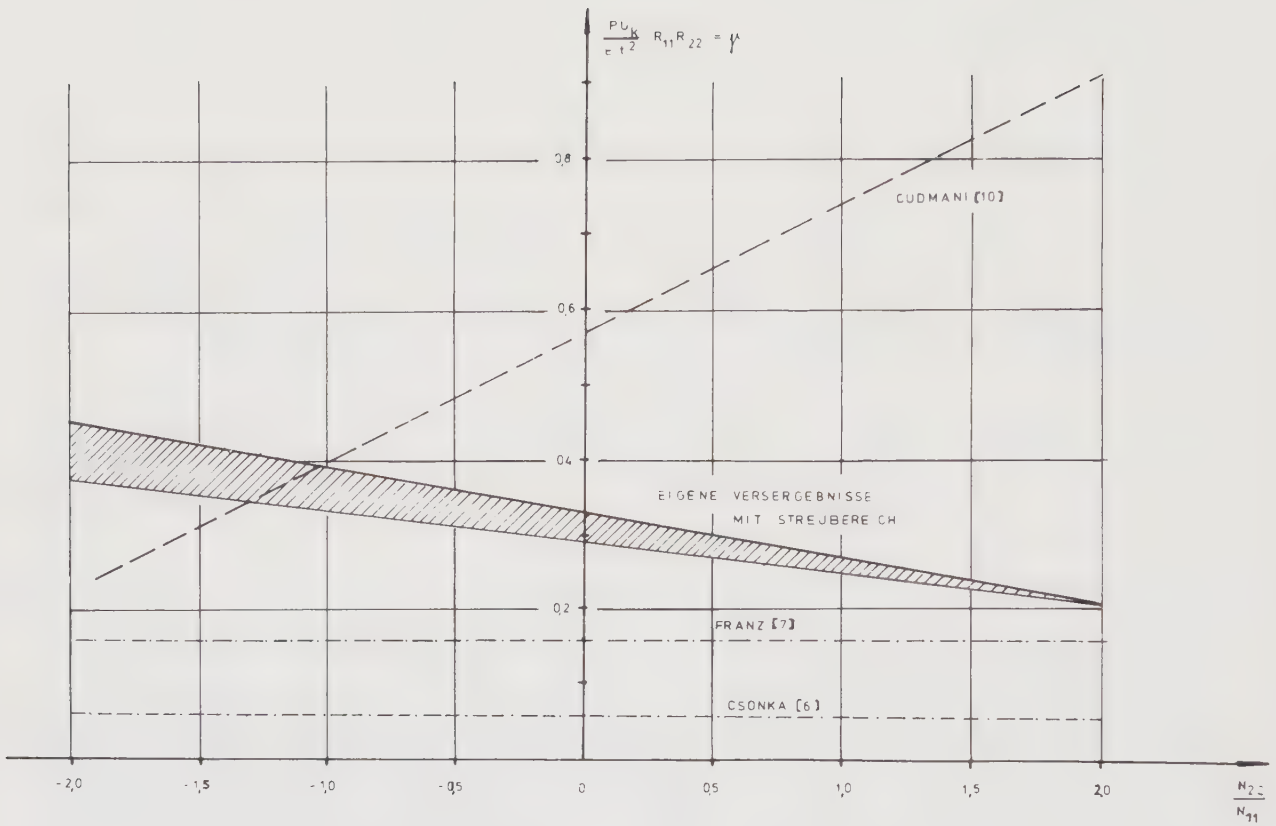


Bild 2.5.12 : Vergleich der Versuchsergebnisse mit Cudmani /10/, Franz /7/ und Csonka /6/

(Abkürzungen siehe Seite 52)

Die Schwierigkeit in der Gegenüberstellung der verschiedenen Ergebnisse besteht darin, daß die einzelnen Autoren Beulwerte angeben, die einerseits nur für kleine Bereiche von $\varphi = \frac{N_{22}}{N_{11}}$, andererseits nur für ein bestimmtes Verhältnis der Krümmungen gelten. Die Arbeit von Cudmani /10/ zeigt die Abhängigkeit des Beulwertes zum ersten Mal für einen Bereich von $\varphi = \frac{N_{22}}{N_{11}}$ mit $-2 < \varphi < +2$. Die Darstellung der Ergebnisse (Bild 2.5.12) bestätigt die Tatsache, daß mit steigendem Axialzug die Beullast bei kugelförmigen Schalen abnimmt, während bei negativ gekrümmten Rotationsschalen der umgekehrte Fall eintritt, nämlich daß die Beullast bei Vergrößerung des Axialzuges zunimmt.

Für eine weitere Beurteilung der Beulkurven sind zusätzliche Modelluntersuchungen erforderlich, die Modelle mit anderen Krümmungsverhältnissen R_{22}/R_{11} einschließen.

6. ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN

In der vorliegenden Arbeit wird das Beulverhalten von negativ gekrümmten Rotationsschalen, die dieselben oder nahezu gleichen Krümmungsverhältnisse $R_{22}/R_{11} = 9,25$ wie die untersuchten Modelle haben, grundlegend geklärt. Auch für Rotationsschalen mit Krümmungsverhältnissen von $R_{22}/R_{11} > 9,25$ können vorläufig die gleichen Beiwerte γ aus Bild 2.5.5 und das gleiche Interaktionsdiagramm entsprechend Bild 2.5.4 verwandt werden. Diese Annahme wird durch die Tatsache ermöglicht, daß für den Grenzfall ($R_{22} = \infty$) der ein- oder umbeschriebene Zylinder im größten Teil des für die Beulsicherheit zu betrachtenden Spannungsbereiches niedrigere Beulwerte zeigt als die untersuchten Rotationsschalen.

In den entsprechenden Abschnitten dieser Arbeit konnte festgestellt werden, daß außer der Wandstärke das kritische Hauptspannungsverhältnis und vorhandene Formfehler das Beulverhalten der Schalen stark beeinflussen. Da es das Ziel der Arbeit war, den ersten kritischen Spannungszustand einer nahezu formfehlerfreien Rotationsschale zu ermitteln, wurden unter Berücksichtigung der festgestellten Momente für verschiedene, kritische Spannungsverhältnisse Abminderungsbeiwerte festgesetzt, mit deren Hilfe die durch Formfehler zu niedrig ermittelten Spannungswerte angehoben wurden. Die vorgeschlagene Kombinationskurve (Bild 2.5.4) ist für nahezu formfehlerfreie Rotationsschalen der geprüften Art anwendbar, sie berücksichtigt den Einfluß von äußeren Störungen.

Fragen nach der Größe der vorhandenen Formfehler und der zu wählenden Abminderungsbeiwerte bei noch stärkeren Abweichungen von der idealen Schalenmittelfläche können nicht beantwortet werden. Daher empfiehlt es sich, im Rahmen neuer Untersuchungen genauere Versuchsmethoden zu entwickeln, um über die Größe und Form der Vorbeulen, sowie über ihren Einfluß auf das Beulverhalten einer Schale eine Aussage machen zu können.

Inwieweit das Spannungsverhältnis den Beulcharakter der Rotationsschalen mitbestimmt, konnte mit Hilfe der exzentrisch aufgebrachten Vertikallasten nachgewiesen werden. Unter diesem Lastfall beulte die Schale unter einer geringeren Last als bei zentrischer Lasteinleitung, das kritische Hauptspannungsverhältnis in der Schale war in beiden Fällen jedoch gleich groß. Aus diesem Grunde sollte man im Rahmen von Stabilitätsuntersuchungen bei Flächentragwerken nicht von Beullasten, sondern den Beullasten entsprechenden Beulspannungen sprechen. Der Einfluß der Schalenhöhe machte sich auf die Beulspannungen nicht bemerkbar, mit dem Anwachsen der Schalenstärke vergrößerte sich das kritische Spannungsverhältnis σ_{22}/σ_{11} linear (Bild 2.5.1).

Entwickelte Beulformeln für Axialdruck und gleichmäßig verteilten Außendruck (Kap. II. 5.1.5) lehnen in ihrer Form an entsprechende Gleichungen für Kreiszylinderschalen an, sie vernachlässigen jedoch die beim Stabilitätsverlust vorhandenen Beulspannungen. Ein Vergleich der Versuchsergebnisse mit Untersuchungen anderer Autoren ergibt eine gute Übereinstimmung, soweit man sich auf elastisches Beulverhalten beschränkt (siehe /19/ Mateja). Eine Darstellung der Versuchswerte unter Berücksichtigung der Schalengeometrie, der Belastungs- und kritischen Spannungswerte (Bild 2.5.5) wird bei den einzelnen Veröffentlichungen nur gelegentlich in Erwägung gezogen.

Anhand eines Beispiels wird die Möglichkeit aufgezeigt, für einen Kühler aus Stahlbeton anhand der vorgeschlagenen Kombinationskurve, unter Beachtung der Modellgesetze, einen Beulsicherheitsnachweis zu führen. Vergleichsrechnungen an Ersatzkreiszylinderschalen für derartige Stabilitätsuntersuchungen sind daher nicht mehr erforderlich. Es können neben dem Eigengewicht des Tragwerkes die Beulspannungsanteile aus der Windbelastung bei diesem Sicherheitsnachweis berücksichtigt werden.

Die Versuchsmethode liefert reproduzierbare und wenig streuende Ergebnisse. Aus diesem Grunde kann bei Stabilitätsuntersuchungen ähnlicher Schalen mit Krümmungsverhältnissen $R_{22}/R_{11} < 9,25$ diese Prüfmethode empfohlen werden.

Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen

R_{11}	= Krümmungsradius der Schalenmittelfläche in Umfangsrichtung in Taillenhöhe
R_{22}	= Krümmungsradius der Schalenmittelfläche in Meridianrichtung
E	= Elastizitätsmodul
γ	= Beulbeiwert
ν	= Querkontraktionszahl
G	= Schubmodul
DMS	= Dehnungsmeßstreifen
KM	= Kühlermodell
SM	= Symmetrisches Modell
SMS, SMW	= Momentenanteile in Meridian- und Umfangsrichtung
SNS, SNW	= Normalkraftanteile in Meridian- und Umfangsrichtung
h	= Höhe der Rotationsschale
N_{11}, N_{22}	= Normalkräfte in Umfangs- und Meridianrichtung
t	= Wandstärke
$t_{\min}$	= minimale Wandstärke
t_B	= Wandstärke für einen Bereich
M.W.	= Mittelwert
exzentr.	= Axialkraft mit Ausmittigkeit
zentr.	= unter zentrischer Axialkraft
P	= Axialkraft
P_R	= Randlast in Richtung der Meridiantangente
ΔP	= zusätzliche Axialkraft
P_m	= Maximalwert der cosinusförmigen Randlast
P'	= Öldruck der Druckpresse
P_{MESS}	= aus der Dehnungsmessung ermittelte Axialkraft

ϵ	= Dehnung
ϵ_o, ϵ_u	= Dehnung der oberen und unteren Faser
BL	= Beullast
sBL	= sichtbare Beulen
α	= Verhältnis der Hauptspannungen
k'_m	= Abminderungsbeiwert infolge der Biegemomente, Bezugslinie : theoretische Kombinationskurve
K_m	= Abminderungsbeiwert infolge der Biegemomente, Bezugslinie : vorgeschlagene Kombinationskurve
$e = \frac{/SMS/ + /SMW/}{/SNS/ + /SNW/}$	= dimensionsloser Quotient
φ	= $N_{22}/N_{11} = \sigma_{22}/\sigma_{11}$
exp.	= experimentell
LF	= Lastfall
l_{11}, l_{22}	= Wellenlänge der Beulen in Umfangs- und Meridianrichtung
$q = PU$ ($q_{kr} = PU_k$)	= Radialbelastung (kritische Radialbelastung)
$q_{\text{Außen}}$	= gleichmäßig verteilter Außendruck
q_{Wind}	= Windstaudruck
q'	= Radialdruck am Quecksilbermanometer
σ_{11}, σ_{22}	= Spannung in Umfangs- und Meridianrichtung
$\sigma_{111T}, \sigma_{221T}$	= Beulspannungen nach der linearen Stabilitätstheorie
krit	= kritisch, oder als Index : kr
AS	= Dehnung in senkrechter Richtung an der Schalenaußenseite
IS	= Dehnung in senkrechter Richtung an der Schaleninnenseite
IW	= Dehnung in waagerechter Richtung an der Schaleninnenseite

axiald	= Axialdruck
axialz	= Axialzug
außend	= Außendruck
innend	= Innendruck

Vorzeichenregelung

Die Vertikalkraft P hat als Druckkraft positives Vorzeichen, als Zugkraft negatives Vorzeichen.

Der Radialdruck q hat als Außendruck positives Vorzeichen, als Innendruck negatives Vorzeichen.

Die Spannungen haben als Zugspannungen positives und als Druckspannungen negatives Vorzeichen.

Die hier nicht aufgeführten Bezeichnungen werden im Text angegeben.

Bildverzeichnis

- Bild 1.3.1 : Biegeversuch
Dehnungen der oberen und unteren Faser
in Abhängigkeit der einzelnen Last-
stufen
- 1.3.2 : Biegeversuch - Be- und Entlastung
Zeitabhängigkeit der Biegekiech-
dehnungen im Verhältnis zur 5 Minuten
Biegedehnung (%) ($\sigma = 84 \text{ kp/cm}^2$)
- 1.3.3 : Zugversuch
Spannungs-Dehnungs-Diagramm
($v = 2 \text{ mm/min}$)
- 1.4.1 : Geometrie der symmetrischen- und
Kühlermodelle
- 1.4.2 : Innen- und Außenschalung
- 1.5.1 : Prüfmaschine
- 1.5.2 : Prüfmaschine mit eingebautem symme-
trischen- und Kühlermodell
- 1.7.1 : Prüfmaschine mit eingebautem Kühler-
modell unter zentrischer und exzen-
trischer Axialbelastung
- 1.7.2 : Meßanlage
- 1.8.1 : Modell KM 4 mit ausgesteiften Rändern
- 1.8.2 : Eichkurve des Kontaktmanometers und
der Druckpresse ($1 \text{ atü} = 70 \text{ kp}$)
- 1.8.3 : Überprüfung des Reibungswiderstandes
der Umlenkrollen

- Bild 2.1.1 : SMS, SNS, SMW, SNW für Modell KM 6
Lastfall : $q \text{ (mm Hg)} = - 1 P \text{ (atü)}$
- 2.1.2 : SMS, SNS für Modell SM 2,
Lastfall : $q \text{ (mm Hg)} = 2 P \text{ (atü)}$
- 2.1.3 : SNW, SMW für Modell SM 2,
Lastfall : $q \text{ (mm Hg)} = 2 P \text{ (atü)}$
- 2.1.4 : SNS, SMS, SNW, SMW für Modell KM 6
Lastfall : Außendruck
- 2.1.5 : SNW, SMW für Modell KM 4,
exzentr. = 2,5 cm
Lastfall : Axialdruck
- 2.1.6 : SMS, SNS für Modell KM 4
exzentr. = 2,5 cm
Lastfall : Axialdruck
- 2.1.7 : SNS, SMS, SNW, SMW für Modell KM 6
exzentr. = 11,5 cm
Lastfall : $q \text{ (mm Hg)} = 10 P \text{ (atü)}$
- 2.2.1 : Aufspaltung der exzentrischen Axial-
druckbelastung in einen symmetrischen
und antisymmetrischen Anteil
- 2.2.2 : Beulspannungskurven für Kühler- und
symmetrische Modelle nach der line-
aren Stabilitätstheorie
- 2.2.3 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ex-
zentrisch) für Kühlermodelle und
theoretische Kombinationskurve
- 2.2.4 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ex-
zentrisch) für symmetrische Modelle
mit theoretischer Kombinationskurve

- Bild 2.2.5 : Beiwerte k'_m zur Abminderung der
Beulspannungen mit Berücksichtigung
der Momente (für KM)
- 2.2.6 : Beiwerte k'_m zur Abminderung der
Beulspannungen mit Berücksichtigung
der Momente (für SM)
- 2.2.7 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ex-
zentrisch) für Kühlermodelle nach der
Korrektur mit den Abminderungsbei-
werten von Bild 2.2.5 und vorgeschla-
gene Kombinationskurve
- 2.2.8 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ex-
zentrisch) für symmetrische Modelle
nach der Korrektur mit den Abminde-
rungsbeiwerten von Bild 2.2.6 und vor-
geschlagene Kombinationskurve
- 2.2.9 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ex-
zentrisch) für symmetrische Modelle
mit vorgeschlagener Kombinationskurve
- 2.2.10 : Versuchsergebnisse (zentrisch/ex-
zentrisch) für Kühlermodelle mit
vorgeschlagener Kombinationskurve
- 2.2.11 : Vorgeschlagene Kombinationskurve mit
Versuchsergebnissen (zentrisch/ex-
zentrisch) für Kühlermodelle nach der
Korrektur mit den Abminderungsbeiwert-
ten gemäß Formel $K_m = 0,95 - 0,15 e$
- 2.2.12 : Vorgeschlagene Kombinationskurve mit
Versuchsergebnissen (zentrisch/ex-
zentrisch) für symmetrische Modelle
nach der Korrektur mit den Abminderungs-
beiwerten gemäß der Formel $K_m = 0,95$

- Bild 2.3.1 : Versuchsergebnisse mit exzentrischer Axialdruckkraft für Kühler- und symmetrische Modelle (für den Bereich : $0 < \varphi < 9,25$)
- 2.3.2 : Versuchsergebnisse mit zentrischer Axialdruckkraft für Kühler- und symmetrische Modelle (für den Bereich : $0 < \varphi < 9,25$)
- 2.3.3 : Versuchsergebnisse (zentrisch/exzentrisch) für Kühler- und symmetrische Modelle für den Bereich : $0 < \varphi < 9,25$
- 2.3.4 : Versuchsergebnisse (zentrisch/exzentrisch) für Kühler- und symmetrische Schalen als Darstellung von $\varphi = f(\gamma)$
- 2.4.1 : Modell KM 6, Belastung : q (mm Hg) = 40
- 2.4.2 : Modell KM 6, Belastung : q (mm Hg) = - 2,35 P (atü)
- 2.4.3 : Verschiebungen des Breitenkreises in Höhe der Taille (in 4 Punkten gemessen)
- 2.5.1 : Räumliche Darstellung der kritischen Spannungskurven in Abhängigkeit der Wandstärke t_B für Kühlermodelle und ermitteltes Interaktionsdiagramm für SM- und KM-Modelle
- 2.5.2 : Versuchsergebnisse mit exzentrischer Axialdruckkraft für Kühler- und symmetrische Modelle

- Bild 2.5.3 : Versuchsergebnisse für Kühler- und symmetrische Modelle mit dem Lastfall : allseitiger Außendruck, dargestellt als $\log(q/E) = f(\log t/R_{11})$
- 2.5.4 : Beulspannungskurve für Kühler- und symmetrische Modelle nach Auswertung am Interaktiven Konstruktionsplatz
- 2.5.5 : Beulkurve für Kühler- und symmetrische Modelle als Darstellung von $\varphi = f(\gamma)$ nach Auswertung am Interaktiven Konstruktionsplatz
- 2.5.6 : Vergleich der Versuchsergebnisse mit den nach der linearen Beultheorie errechneten Werten für Kühler- und symmetrische Modelle
- 2.5.7 : Vergleich der Versuchskurve mit den der ein- und umbeschriebenen Kreiszylinderschalen nach Mungan /37/
- 2.5.8 : Vergleich der Versuchsergebnisse mit den Dunkerley-Näherungsformeln
- 2.5.9 : Geometrie der zylinderähnlichen Schalen mit $\lambda = R_1/R_2$ (Quelle: /32/)
- 2.5.10 : Abhängigkeit zwischen Belastung und Längszusammendrückung bei axialgedrückten, zylinderähnlichen Schalen (Quelle: /33/)
- 2.5.11 : Statisches Analogiemodell für die Beuluntersuchung eines Rotationshyperboloiden unter Axiallast (Quelle: /33/)

Bild 2.5.12 : Vergleich der Versuchsergebnisse mit Cudmani /10/, Franz /7/ und Csonka /6/

Tafelverzeichnis

Tafel 1.3.1	: Untersuchte Kunststoffe
1.3.2	: Vorversuchsergebnisse - Biege- und Zugversuche -
1.8.1	: Angabe der wichtigsten Schalenstärken
2.1.1	: Kontrolle der zentrischen Lasteinleitung
2.1.2	: Kontrolle der exzentrischen Lasteinleitung
2.2.1	: Kritische Spannungen infolge radialer und zentrisch verti- kaler Einheitsbelastung
2.2.2	: Kritische Spannungen infolge einer kosinusförmig verteilten Randlast
2.2.3	: Kritische Spannungen und Angaben über die Belastung für symmetrische Modelle
2.2.4	: Kritische Spannungen und Angaben über die Belastung für Kühlermodelle
2.5.1	: Beulwerte für axialbelastete Modelle
2.5.2	: Beulwerte für radialbelastete Mo- delle

Literaturverzeichnis

- | | | |
|--------|-------------------------------|---|
| Lit. 1 | Hans Ebner | Instabilitätserscheinungen bei dünnwandigen Baukörpern
VDI-Zeitschrift, Bd. 104 Nr. 34,
S. 1751 - 1794, 1962 |
| 2 | H.W. Fricke | Die Dehnungsmeßstreifen und ihre Anwendung, Bericht der Fa. Philips |
| 3 | A. Pflüger | Zur axialgedrückten Kreiszyinderschale, Wissenschaftl. Abhandl., XIV Braunschweig 1962 |
| 4 | A. Pflüger | Stabilitätsprobleme der Elastostatik, Springer Verlag, Berlin 1964 |
| 5 | W. Thielemann,
M. Eßlinger | Beul- und Nachbeulverhalten isotroper Zylinder unter Außendruck, Der Stahlbau, Heft 6, 1967 |
| 6 | P. Csonka | Die Verformung und nachträgliche Verstärkung einer kuppelartigen Schale, Bautechnik 35, 1958 |
| 7 | G. Franz | Beulversuche an verkleinerten Modellen von positiv- und negativ gekrümmten Stahlbaubetonschalen, Large Span Shells, IASS Congress, S. 625, Leningrad 1966 |
| 8 | F. Wansleben | Die Beulfestigkeit rechteckig begrenzter Schalen, Ing. Arch. 14, 96 (1943) |
| 9 | A.M. Haas | Design of Thin Concrete Shells, J. Wiley & Sons, Vol. 2, S. 224, 1967 |

- Lit. 10 R.O. Cudmani Experiments on Stability of Doubly Curved Shells under Different States of Stress, RILEM Symposium 1971, II
- 11 M. Stein,
J.A. McElman Buckling of Segments of Toroidal Shells, AIAA Journal, Vol. 3, No. 9, p. 1704, 1965
- 12 J.W. Hutchinson Initial Post-Buckling Behaviour of Toroidal Shell Segments, Int. J. Solids Structures, 1967, Vol. 3, Pergamon Press, Ltd.
- 13 B. Budiansky,
J.W. Hutchinson A Survey of Some Buckling Problems, AIAA Journal, Vol. 4, No. 9, 1966
- 14 J. Wiancki Stabilité d'une coque en forme d'hyperboloïde de révolution sous des charges uniformément réparties sur les bords et symétriques par rapport à son axe. Cahiers de la recherche, No. 19, Eyrolles, Paris 1963
- 15 O. Mateja Die Stabilität hyperboloider Kühltürme, die mit dem Eigengewicht der Schale belastet sind, Archiv des Landbauwesens, Band 10, Heft 4, 1964
- 16 J. Ledwon,
O. Mateja Model Investigations on the Stability of Hyperboloid Cooling Towers, Czechoslovak Scientific and Technical Society, Bratislava, Odborárske nám. 3 in April 1966

- Lit. 17 J. Ledwon,
O. Mateja Wyniki Badan Dotyczacych
Statecznosci Hyperboloidalnych
Chlodny Wieszowych Obciazonych
Ciezarem Wlasnym Powloki, Gliwice
1964
- 18 L. Kirste Abwickelbare Verformung dünnwandiger
Kreiszyylinder, Österreichisches
Ing. Archiv, Band 8, Nr. 2-3, 1954
- 19 St. Loska,
E. Switonski,
O. Mateja Badania Modelowe Statecznosci
Hyperboloidalnych Chlodny Wieszowych
Archiwum Inzynierii Ladowej,
Tom. XIII Z. 1, 1967
- 20 C.E.G.B. Report Report of the Committee of Inquiry
into Collaps of Cooling Towers at
Ferribridge, C.E.G.B. London 1966
- 21 J. Der,
R. Fidler A Model Study of the Buckling
Behaviour of Hyperbolic Shells
ICE Proceedings, Vol. 41, 1968
- 22 W. Zerna,
H.J. Niemann,
H. Twelmeier Untersuchung an Modellen des Natur-
zugkühlers Ibbenbüren, Bericht 8.2,
Band 2, Hannover 1966
- 23 W. Krätzig Statische und dynamische Stabilität
der Kühlturmschale, KIB-Heft 1,
Seite 65, 1968
- 24 W. Zerna,
W. Krätzig Probleme der Konstruktion und Be-
rechnung von Naturzugkühltürmen in
Schalenbauweise, Deutscher Beton-
verein, 1967
- 25 J. Kohli Beitrag zum axialsymmetrischen Aus-
beulen einer einschaligen Hyper-
boloidschale, Dissertation,
Karlsruhe 1968

- Lit. 26 W. Flügge Die Instabilität der Kreiszyylinder-
schale, Ingenieur- Archiv 3,
S. 463, 1932
- 27 H.L. Langhaar,
A.P. Boresi,
E.E. Miller,
J.J. Bruegging Stability of Hyperboloidal Cooling
Towers, J. Eng. Mech. Div. ASCE,
Oct. 1970, pp. 753 - 779
- 28 H.L. Langhaar,
R.E. Miller Buckling of an Elastic Isotropic
Cylindrical Shell Subjected to Wind
Pressure, Proceedings of Symposium
on the Theory of Shells of Honor
L.H. Donnel, 1967
- 29 J.C.A. Croll,
A.H. Chilver Approximate Estimates of the
Stability of Cooling Towers, IASS
Cooling Tower Colloquium,
Brüssel, Mai 1971
- 30 A.S.L. Chan,
A. Firmin The Analysis of Cooling Towers by
the Matrix Finite Element Method,
Part II Large Displacements,
Aeronautical Journal, Dec. 1970
- 31 B. Hayman,
A.H. Chilver The Effect of Structural Degeneracy
of the Stability of Cooling Towers,
IASS Working-Group Cooling Towers,
Brüssel 1971
- 32 S. Lukasiewicz,
W. Szyszkowski On the Stability and the Post-
Buckling Equilibrium of Shells of
Revolution, Zamm 51, pp. 635-639, 1971
- 33 G. Rosemeier Zur Stabilität von Hypar- und Hyper-
boloidschalen, Der Bauingenieur,
Heft 12, Dez. 1973

- Lit. 34 B. Hayman Stability of Degenerate Structures
 Ph.D. thesis, Dept. of Civil and
 Municipal Eng., University College
 London, Sept. 1970
- 35 R.K. Müller Handbuch der Modellstatik, Springer
 Verlag, Berlin 1971
- 36 Kunststoff- 18. Ausgabe, Carl Hanser-Verlag,
 taschenbuch München 1971
- 37 M.J. Mungan Die Beulsicherheit von Kreiszylin-
 derschalen unter Berücksichtigung
 verschiedener Hauptspannungsver-
 hältnisse, Bericht Nr. 63, Material-
 prüfungsamt für das Bauwesen der
 Technischen Hochschule München, 1965
- 38 H.D. Köpper Theorie und numerische Lösung des
 Stabilitätsproblems allgemeiner
 Rotationsschalen,
 Dissertation RUB, 1973
- 39 M.L. Meyer A Simple Estimate for the Effect of
 Cross Sensivity on Evaluated Strain-
 gage Measurements, Experimental
 Mechanics, Nov. 1967, pp. 476 - 480
- 40 R. Müller Ein Beitrag zur Dehnungsmessung an
 Kunstharzmodellen, Institut für
 Spgs.-Optik und Modellmessungen der
 TH-Stuttgart, 1964
- 41 M. Soare Cooling Towers with Constructional
 Imperfections, Concrete, Nov. 1967,
 pp. 369 - 378

- Lit. 42 N.N. Polyakov Investigation of the Forms of Loss of Stability of Shells with Negative Gaussian Curvature, Inzhenernyy Zhurnal, Vol. 5, No. 3, pp. 506 - 515, 1965
- 43 M. Hetenyi Handbook of Experimental Stress Analysis, John Wiley & Sons, New York London, Sydney, 6. Auflage, 1966
- 44 K. Funk,
 C. Rohrbach Handbuch der Spannungs- und Dehnungsmessung, VDI-Verlag, Düsseldorf 1958
- 45 B. May,
 H.J. Niemann,
 R. Rothert Experimentelle Festigkeitsuntersuchungen an Tragwerksmodellen, Konstruktiver Ingenieurbau, Ber., Heft 2
- 46 M. Eßlinger Eine Erklärung des Beulmechanismus von dünnwandigen Kreiszyklinderschalen, Der Stahlbau, 12, S. 366 - 371, 1967
- 47 W. Zerna,
 Y. Basar,
 I. Mungan,
 W. Tiemann Beuluntersuchungen an hyperbolischen Rotationsschalen, Forschungsbericht Nr. 2439 des Landes Nordrhein-Westf., Westdeutscher Verlag-Opladen 1974

Lebenslauf

Geboren: am 18. 9. 1944 in Gadderbaum bei Bielefeld als Sohn des selbstständigen Handelsvertreters Erich Tiemann und seiner Ehefrau Henny, geb. Landwehr.

Schulbildung: 1951 bis 1955 Besuch der Ev. Volksschule Jöllenbeck-Dorf/Bielefeld. Anschließend Besuch des Städt. math.-naturwissenschaftlichen Progymnasiums in Enger/Westf. mit Abschluß: Mittlere Reife im Jahre 1961. Danach Aufnahme am Städt. Helmholtz-Gymnasium zu Bielefeld. 1964 Abitur an dieser Schule.

Wehrdienst: Der Wehrdienst umfaßt nur 6 Wochen (vom 1.4. bis 15.5.64) beim S - Pi Bataillon Minden/Westf.

Praktikum: Halbjähriges Praktikum im Sommer 1964 bei Baufirmen in Bielefeld.

Studium: Studium des Bauingenieurwesens an der TH Hannover ab Wintersemester 1964/65. Diplomhauptprüfung im Sommersemester 1969 (8.7.69) in der Vertiefungsrichtung "Konstruktiver Ingenieurbau".

Danach 1 Semester Aufbaustudium der Wirtschaftswissenschaften an der TU-Hannover (1.10.69 - 28.4.70).

Berufstätigkeit: Nach dem Studium Wissenschaftlicher Angestellter bei Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. W. Zerna, Institut für Konstruktiven Ingenieurbau der Ruhr-Universität Bochum.





